

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Manipulátor krycích desek

The Cover Plate Manipulator

Student:

Marek Stánek

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Zadání bakalářské práce

Student: **Marek Stánek**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení**
Téma: **Manipulátor krycích desek
The Cover Plate Manipulator**
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte manipulační uzel na začátku linky, který bude zajišťovat pokládku dřevotřískových desek z palety na dopravník. Desky formátů 1200x800x10-18mm nebo 1200x1000x10-18mm jsou uloženy na paletě ve sloupci o výšce 1200mm. Délka celého pokládacího cyklu bude 55 sekund. Dopravník je ve výšce 2000mm. Paleta s materiálem je umístěna na podlaze.

Zpracujte požadavky na tento manipulační uzel na základě doplňujících podkladů od firmy Temex. Vytvořte koncepční návrhy možných variant řešení. Vyberte nejlepší variantu a proveďte kompletní návrh v 3D modeláři. Navrženou konstrukci doplňte návrhovými a kontrolními výpočty. Zpracujte výkresovou dokumentaci v rozsahu dle dohody s vedoucím práce.

Seznam doporučené odborné literatury:


KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019


doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15. 5. 2019

Marek Stánský
.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby

V Ostravě: 15. 5. 2019



Podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Marek Stánek

Adresa trvalého pobytu studenta:

Ostrožská Lhota, Zahrada 8

ANOTACE BAKALAŘSKÉ PRÁCE

STÁNEC, M. *Manipulátor krycích desek: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2019, 67 s. Vedoucí práce: KUBÍN, T.

Bakalářská práce se zabývá návrhem manipulačního uzlu, který je částí paletizační linky. Téma práce vzniklo na základě podkladů společnosti TEMEX, spol. s r. o. Manipulační uzel se skládá z rámové konstrukce stroje, nůžkového zvedáku, uchopení desky pneumaticky ovládaným chapadlem, pohybu manipulátoru ve směru vertikálním pomocí navíjení řemene na navíjecí buben a směru horizontálním lineárními převodovkami. Celá rámová konstrukce je tvořena ze stavebnicových hliníkových profilů ITEM. V práci byly také navrženy bezpečnostní prvky stroje, dle posouzených rizik. 3D model byl vytvořen v softwaru Autodesk Inventor 2019. Všechny požadavky, které byly kladeny na konstrukci byly splněny. Výstupem práce je návržení, zhodnocení a výkresové dokumentace manipulačního uzlu.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

STÁNEC, M. *The Cover Plate Manipulator: bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB –Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2019, 67 s. Thesis head: KUBÍN, T.

This bachelor thesis looks at designing of a manipulation node which is part of a palletizing line. The topic of the work was based on documents by the TEMEX, inc. The manipulation node consists of a machine construction frame, scissor lift, picking the plank by a pneumatically operated gripper, for vertical direction is used winding the belt on the winding drum and in the horizontal direction linear gearboxes for moving the manipulator. The whole frame construction is built with aluminium item kits. The safety features of the machine were also designed according to the evaluated risks. The 3D model was designed in Autodesk Inventor 2019 software. All the requirements that were put on the construction were met. The output of this work is the design, evaluation and drawing documentation of the manipulation node.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	7
Úvod	10
1. Rešerše.....	11
2. Specifikace údajů pro konstrukční návrh	18
2.1. Zadané parametry k tématu bakalářské práce společností TEMEX, spol. s r. o	18
2.2. Popis pracoviště.....	19
2.3. Popis desky:.....	20
2.4. Uspořádání na paletě:.....	20
3. Varianty řešení	21
3.1. Posouvání desek.....	21
3.2. Ocelová rámová konstrukce s navijákem	22
3.3. Stavebnicová rámová konstrukce s nůžkovým zvedákem	23
4. Konstrukční návrh	25
4.1. Uchopovací konstrukce	26
4.2. Nůžkový mechanismus	27
4.3. Horizontální závěs konstrukce manipulátoru	28
4.4. Stavebnicová konstrukce stroje.....	29
4.5. Bezpečnostní prvky stroje	30
5. Výpočet komponentů manipulátoru	31
5.1. Výpočet tří-sekčního nůžkového zvedáku	31
5.2. Návrh zdvihacího pásu.....	42
5.3. Výpočet časů, zrychlení a rychlosti	46
5.4. Návrh pneumatiky	49
5.5. Návrh pohonů	51
6. Stávající řešení společnosti TEMEX, spol. s r. o	58
7. Závěr.....	60
POUŽITÁ LITERATURA.....	62
SEZNAM PŘÍLOH.....	64

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Název	Jednotka
A_p	přesnost polohování	[m]
B	šířkový rozměr uzavřeného profilu	[m]
D	průměr díry v profilu	[m]
Db	průměr bubnu	[m]
D_{v1}	průměr první navinuté vrstvy	[m]
F_{acc}	akcelerační síla	[N]
F_{hi}	teoretická přídržná síla přísavky	[N]
F_f	třecí síla	[N]
F_{Glv}	tíhová síla lineárního vedení	[N]
$F_{GSR1,2}$	tíhová síla spodního rámu	[N]
F_{Gz}	tíhová síla ocelového závěsu	[N]
F_{Gzv}	tíhová síla ocelového závěsu a vozíku	[N]
F_n	poloviční síla od zátěže na čep bubnu	[N]
F_P	tíhová síla ocelového uzavřeného profilu	[N]
F_r	maximální radiální síla na pastorku	[N]
F_t	maximální tangenciální síla na pastorku	[N]
F_w	síla způsobena gravitací	[N]
H	výškový rozměr uzavřeného profilu	[m]
J_M	setrvačnost motoru	[kg*m ²]
J_P	setrvačnost pastorku	[kg*m ²]
J_R	setrvačnost převodovky	[kg*m ²]
J_{T1}	celková setrvačnost	[kg*m ²]
L	délka ramene zvedáku	[m]
L_1	délka první navinuté vrstvy	[m]
L_{pi}	vzdálenost jednotlivých pojezdů	[m]
Mk	krouťící moment	[Nm]
Mo_i	ohybový moment jednotlivých míst	[Nm]
M_{RED}	redukovaný ohybový moment	[Nm]
N_{max}	maximální normálová síla	[N]
P_1	maximální požadovaný výkon motoru	[W]
Re	napětí na mezi kluzu	[Mpa]
Ri_N	reakce v čepech, Normálový směr	[N]
RiT	reakce v čepech, Posouvající směr	[N]

R_{i_x}	reakce v čepech, osa x	[N]
R_{i_y}	reakce v čepech, osa y	[N]
R_R	reakce v čepu pro řemen	[N]
S	průřez profilu	[m ²]
Sp	koeficient bezpečnosti	[-]
T_2	požadovaný moment na pastorku	[Nm]
W_o	modul průřezu v ohybu	[m ³]
a_{maxi}	zrychlení jednotlivých pojezdů	[m/s ²]
b	šířkový rozměr uzavřeného profilu	[m]
d	roztečný průměr pastorku	[m]
$d\check{c}$	průměr čepu	[m]
dk	průměr kladky	[m]
g	tíhové zrychlení	[m/s ²]
h	výškový rozměr uzavřeného profilu	[m]
i	ideální převodový poměr	[-]
k	bezpečnost	[-]
ks	statická bezpečnost	[-]
l_i	vzdálenost jednotlivých komponent	[m]
l_{rc}	celková délka řemene	[m]
l_{ri}	délka řemene jednotlivých částí	[m]
m	hmotnost konstrukce	[kg]
m_d	hmotnost desky	[kg]
m_n	hmotnost konstrukce pod nůžkovým mechanismem a nůžkový zvedák	[kg]
n_1	maximální rychlost motoru během cyklu	[ot/min]
n_2	rychlost otáčení pastorku	[ot/min]
n_o	rychlost otáčení	[ot/min]
q	spojité zatížení od stavebnicového profilu	[N]
r_{b12}	poloměr největšího opásání bubnu	[m]
t_0	čas zpomalení, zrychlení	[s]
t_{pi}	čas pro první dráhu	[s]
t_{po}	poměr času	[-]
t_r	tloušťka řemene	[m]
v	rychlost	[m/s]
v_{maxi}	rychlost jednotlivých pojezdů	[m/s]
x	rozměr pro výpočet geometrie	[m]
y	rozměr pro výpočet geometrie	[m]

γ	úhel naklopení ozubeného hřebene	[°]
$\Delta\varphi$	ideální vůle převodovky	[']
η	účinnost systému	[-]
Λ	zátěžový poměr zatížení motoru	[-]
μ	koeficient statického tření	[-]
μ_p	hodnota tření na povrchu	[-]
π	Ludolfovo číslo	[-]
σ_o	napětí v ohybu	[Mpa]
σ_{RED}	redukované napětí	[Mpa]
σ_t	napětí v tahu	[Mpa]
φ	úhel naklopení ramene zvedáku	[°]

Úvod

Člověk si odjakživa snažil ulehčit svoji práci a zvýšit její produktivitu. Z toho důvodu se stále vymýšlí různá zařízení pro manipulaci s materiálem. Manipulátory k ulehčení přesunu materiálu se využívají ve všech odvětvích průmyslu, jako například strojírenský, zemědělský, potravinářský atd. V současné době se všechen průmysl snaží o automatizaci a digitalizaci provozu, aby byla navýšena produktivita práce a byl odstraněn lidský faktor, který může být zdrojem chyb. Lidé proto vymýšlí různé manipulační prostředky, aby dosáhli větší efektivity práce. Jsou jimi například výtahy, jeřáby, kladkostroje, různé zvedací plošiny nebo manipulátory, které se liší svou únosností, transportem materiálu, přesností a manipulačním prostorem.

V této bakalářské práci, jejíž téma bylo navrženo společností TEMEX, spol. s r. o. (dále jen „společnost“) je podrobně řešen návrh manipulátoru, který bude přesunovat dřevěné desky z palety uložené na zemi na dopravník. Společnost se zabývá vývojem a realizací jednoúčelových strojů a automatizovaných výrobních linek. V minulosti, jako pracující operátor ve firmě Hanon Systems Autopal s.r.o., jsem jednoúčelové stroje společnosti obsluhoval a seřizoval. Stroje mě hodně konstrukčně zaujaly. Na základě toho jsem společnost oslovil o návrh tématu bakalářské práce. Díky oslovení společnosti skrze bakalářskou práci a její realizaci, jsem požádal pana Ing. Ondřeje Bezděka o možnost stáže při studiu, která je v současné době uskutečněna.

1. Rešerše

Přehled obdobných řešení manipulátorů

Firma MV Technik

Firma nabízí nůžkový manipulátor (Obr. 1) na přesun desek z palety pomocí svíracích čelistí na určené místo, v tomto případě na dopravník. Konstrukce zařízení je tvořena ocelovou konstrukcí, která se skládá ze 4 sloupů a vrchního vedení pro horizontální posuv s materiálem. Uchopovací hlava umožňuje zdvih 40 – 2860 mm. Nůžkový zvedák je dvouřadý s čepy po celé šířce zvedáku. Vertikální pohyb manipulátoru je vyřešen pomocí jeřábové kočky.



Obr. 1 Nůžkový manipulátor [1]

Firma MONTECO

Firma nabízí manipulátory s vakuovou uchopovací technikou, které je možno použít na různých zařízeních (Obr. 2). Součástí manipulátoru je ovládací pneumatický obvod, takže pro ovládání je zapotřebí přívod řídicího tlaku a napájení systému elektrickou energií. Zařízení tohoto typu je možné např. zavěsit na kladnici jeřábu v případě automatizovaného procesu, nebo může být manipulováno ručně obsluhou zařízení.

Výhody manipulátoru:

- Jednoduché manipulování
- Bezpečnost provozu
- Kromě ovládání zvedacího zařízení není potřeba žádná obsluha.
- Minimální údržba



Obr. 2 Vakuový manipulátor [2]

Firma REM-Technik

Víceosý manipulátor (Obr. 3) může mít navolené 2 - 3 osy XY, XYZ. Pohony se dodávají od firmy REM-Technik v kompletním řešení. Konstrukce obsahují mohutné pohony, které přenesou velké zatížení, momenty a dokáží pracovat s velkou přesností. Dále manipulátor nabízí integrované víceosé řízení. Možnost použití řídicích jednotek: SSEL-CS, SCON-CA, XSEL.



Obr. 3 Víceosý elektrický pohon ICSA [3]

Firma Berger Positec

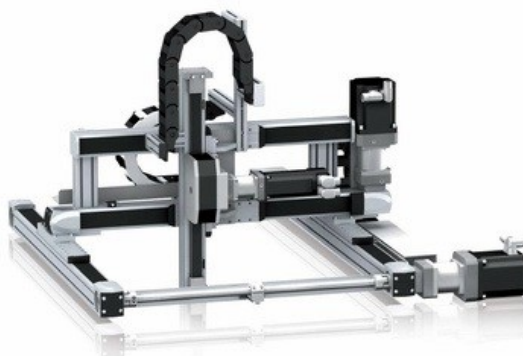
Firma dodává hotové manipulátory s parametry, zadanými zákazníkem, jako jsou např. pohony, kabelové nosiče nebo indukční snímače. Pohony ve vertikální ose jsou vybaveny brzdou. Lineární posuny jsou vyřešeny pomocí ozubeného řemene. Konstrukce manipulátoru je tvořena nosnými stavebnicovými profily, dimenzovanými na maximální zatížení manipulátoru. Společnost nabízí 2 až 3osé polohovací manipulátory. Robotické sestavy mají vysokou přesnost polohování.

Rozdělení:

- Lineární zakladače (Obr. 4)
- Lineární portály (Obr. 5)



Obr. 4 Lineární zakladač – MAXP [4]



Obr. 5 Lineární portál – MAXR [4]

Na základě průzkumu trhu jsem se hodně inspiroval různými řešeními manipulátorů například odebrání objektu pomocí pneumatického manipulátoru, zdvih pomocí nůžkového zvedáku a rámové konstrukce. Tuhle inspiraci jsem poté využil ve variantách řešení.

V konstrukčním řešení různých manipulátorů a jednoúčelových strojů jsou nejčastěji používány pro přímočarý pohyb lineární vedení nebo lineární pojezdy. Proto jsem se rozhodl je také použít ve své bakalářské práci.

Lineární vedení

Lineární vedení umožňuje lineární pohyb pomocí valivých elementů (kuliček nebo válečku). Tyto elementy, které se nachází mezi kolejnicí a vozíkem dokážou dosáhnout velmi přesného pohybu. U valivých vedení je možno dosáhnout pouze 2% tření, v porovnání s kluzným vedením. Valivé elementy obíhají v oběžných drahách. Nežádoucí vzájemné dotyky sousedních elementů při oběhu jsou eliminovány jejich uložením v kleci. Tímto řešením je docíleno plynulého a jemného chodu vozíku po kolejnici, stejně jako prodloužení životnosti lineárního vedení. Lineární vedení (Obr. 6) dokáže zachytit vertikální i horizontální síly, stejně jako velké klopné momenty.

Na světě existuje mnoho výrobců a dodavatelů lineárních vedení. V České republice patří mezi nejpoužívanější a nejznámější dodavatele lineárních vedení HIWIN, SKF, T.E.A. TECHNIK, THK.

Lineární vedení – HIWIN

Firma HIWIN nám nabízí velkou škálu lineárních vedení

- Kuličkové vedení

Lineární pohyb je umožněn pomocí valivých elementů, které tvoří kuličky.

- Válečkové vedení

U válečkového vedení jsou válečky jako valivé elementy, které obíhají v dráhách.

- Miniaturní vedení
- Vedení s odměřováním



Obr. 6 Kuličkové vedení HG/QH [5]



Obr. 7 Válečkové vedení RG/QR [5]

Lineární vedení – SKF Motion Technologies

Lineární vedení od firmy SKF (Obr. 8) je k dispozici v mnoha provedeních a velikostech. Rozdíly ve vedeních tvoří valivé elementy, které jsou buď kuličky, nebo válečky. Další rozdíl tvoří velikost, například: miniaturní, standardní. Všechny lineární vedení firmy SKF Motion Technologies používají modulární komponenty. Každá kolejnice, vozík nebo příslušenství stejné série a velikosti mohou být kombinovány.

Vedení má velkou únosnost a přesnost pohybu. V případě vybrání jedné řady, lze kombinovat příslušenství a vozíky.

- Kuličkové profilové vedení – LLT
- Miniaturní profilové vedení – LLM
- Miniaturní skluzavky – LZM
- Miniaturní profilové vedení – LLS



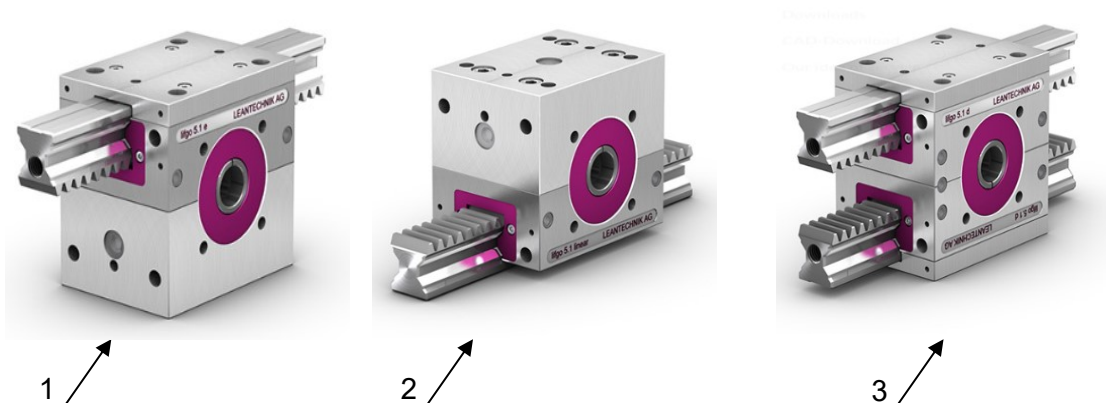
Obr. 8 Kuličkové profilové vedení – LLT [6]

Lineární převod

Převodovky firmy Leantechnik se dělí na 3 řady: LIFGO, LIFGO SVZ, LEAN SN.

Řada LIFGO:

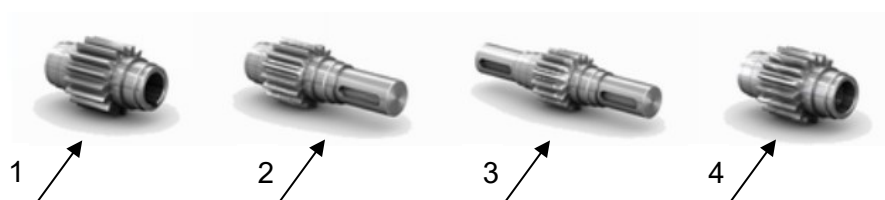
Vedení je možné nakonfigurovat více způsoby (Obr. 9). Příklady použití: převodovka je upevněna a ozubený hřeben se pohybuje, nebo hřeben je upevněn a převodovka se pohybuje. Je také možnost mít i duální protiběžnou převodovku.



Obr. 9 Převodovka Leantechnik [7]

(1 – lifgo, 2 – lifgo linear, 3 – lifgo double)

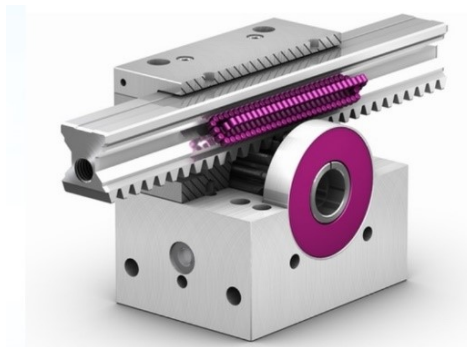
Firma nabízí 4 provedení pastorku převodovky (Obr. 10):



Obr. 10 Provedení pastorku převodovky [8]

(1 – PW = vnitřní pro profilovanou spojovací hřídel, 2 - ZA1 = vnější jednostranná hřídel s drážkou pro pero, 3 - ZA2 = vnější oboustranná hřídel s drážkou pro pero, 4 – PFN = vnitřní s drážkou pro pero)

Dále také vedení zahrnuje hřebenový převod, který nabízí bezvúlové vedení se čtyřmi válečkovými ložisky s oběhem. Lineární prohyb je zajištěn pomocí válečkového vedení.



Obr. 11 Řez převodovkou Leantechnik [9]

Možnost provedení převodů



Obr. 12 Leantranspo [10]

Konstrukce individuálního systému Leantranspo (Obr. 12) integruje Gear Rack Drives, pohony, krytí a nosnou konstrukci z ocelových profilů. Systém je možno použít i u velmi náročných zvedacích aplikací.

Leantranspo se dá použít na zvedací stoly, sloupky, systém Pick and place, 2 – 3osé portály, polohovací systémy, popř. jako manipulační technika pro dopravníkové systémy.

2. Specifikace údajů pro konstrukční návrh

V téhle kapitole se zabývám specifikací vstupních parametrů, které hodně ovlivňují samotný návrh konstrukce stroje. Požadavky vznikly na základě konzultací se společností. Z poznatků těchto parametrů byly dále zhotoveny varianty řešení manipulačního uzlu.

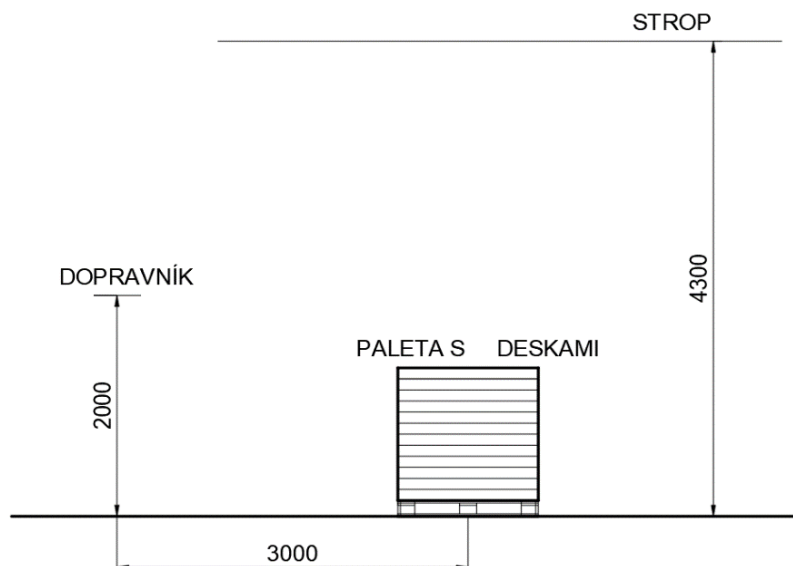
2.1. Zadané parametry k tématu bakalářské práce společnosti TEMEX, spol. s r. o

- Dřevotřískové a překližkové desky o rozměrech
 - 1200x800x10-18 mm
 - 1200x1000x10-18 mm
- Desky jsou ve sloupci uloženy na atypické paletě 1200x1000x144.
- Hmotnost jedné desky je 8-15 kg (dle tloušťky a materiálu).
- Výška sloupce desek na paletě je 1200 mm.
- Zavezení plné palety a vyvezení prázdné palety provádí obsluha stroje pomocí VZV nebo paletizačního vozíku.
- Automatické postupné přemístění jednotlivých desek z palety na vyvážecí dopravník.
- Osová vzdálenost mezi odběrným místem desek a vyvážecím dopravníkem 3000 mm.
- Vyvážecí dopravník L= 3000 mm (výška pokládky na dopravník je 2000 mm).
- Maximální výška zástavby manipulátoru je 4300 mm.
- Pokládka desek na dopravník podélně.
- Délka cyklu 55 s/ks.

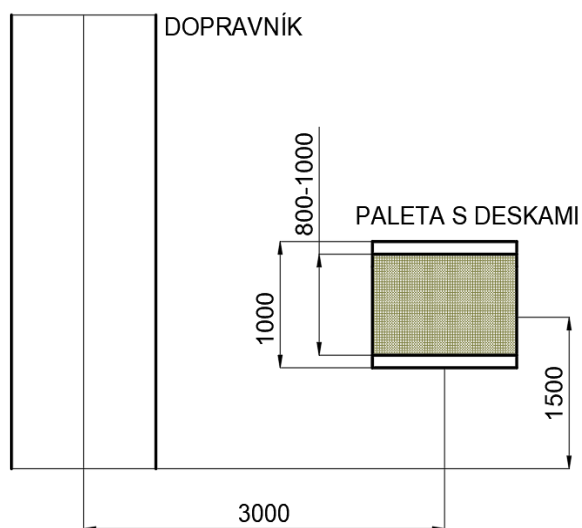
2.2. Popis pracoviště

- Dopravník je umístěný na začátku manipulačního uzlu.
- Paleta má 1 odebrací místo a může být navezena pouze jedním směrem (kolmo k hlavnímu dopravníku).
- Vzdálenost od osy dopravníku po osu palety je 3000 mm.
- Výška stropu činní 4300 mm.
- Pracovní prostředí
 - Průmyslová hala
 - Teplota 20 stupňů
 - Vlhkost v průmyslové hale 50–60%

Nárys



Půdorys



Obr. 13 Rozměrový plán pracoviště

2.3. Popis desky:

Vlastnosti desky:

- Opracovaná s ostrými hranami, nalakovaná a pórovitá.
- Dostatečně tuhá, takže dojde k zanedbatelnému prohnutí.
- Materiál: dřevotříska nebo překližka.
- Rozměry: 1200x800x10-18 mm
- 1200x1000x10-18 mm
- Hmotnost je v rozmezí 8–15 kg (dle tloušťky a materiálu).
- Výškový rozměr je proměnný od 10 až 18 mm po 1 mm.

2.4. Uspořádání na paletě:

- Desky jsou volně uloženy na sobě. (Obr. 14)
- V každém sloupci je pouze jeden výškový rozměr desky.
- Výška sloupce materiálu na paletě je 1200 mm.
- Desky jsou skládány do sloupce automaticky, přičemž není zaručeno přesné uložení desek na sebe. Desky mohou přesahovat přes sebe max. 50 mm.
- Je použita paleta s rozměry 1200x1000x144 mm.
- Mezi deskami mohou být piliny, nebo nečistoty.
- Mezi paletou a deskami není žádný jiný materiál (papír, ochrana).

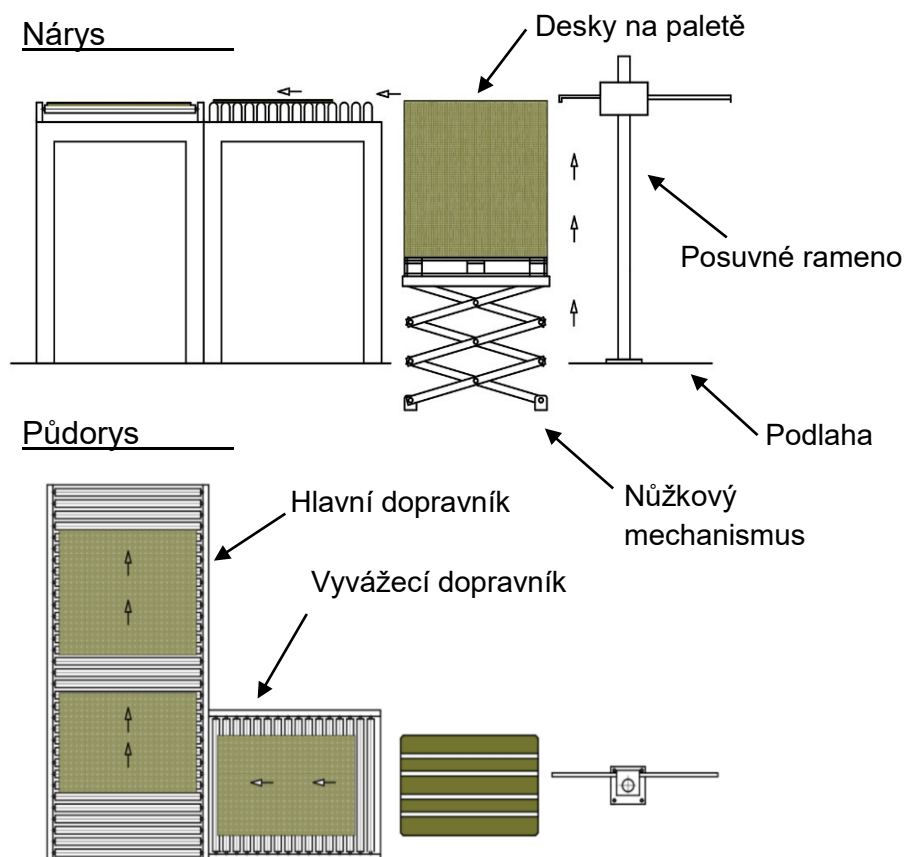


Obr. 14 Desky uložené na paletě

3. Varianty řešení

V této kapitole se zaměřuji návrhem variant manipulace s deskami v souladu se zadaným tématem bakalářské práce. Byly vytvořeny 3 varianty. U každé varianty je popsána funkce konstrukce, výhody a nevýhody.

3.1. Posouvání desek



Obr. 15 První varianta řešení

Principem tohoto řešení je zvedání krycích desek pomocí nůžkového mechanismu po určitých výškových úsecích. Podle výšky desky, aby pokaždé byla deska ve stejné výšce s dopravníkem. Následně je deska posuvně přemístěna pomocí ramene, které je pevně připevněno do podlahy vedle palety. Deska se posune na vyvážecí dopravník, který dopraví paletu na hlavní dopravník.

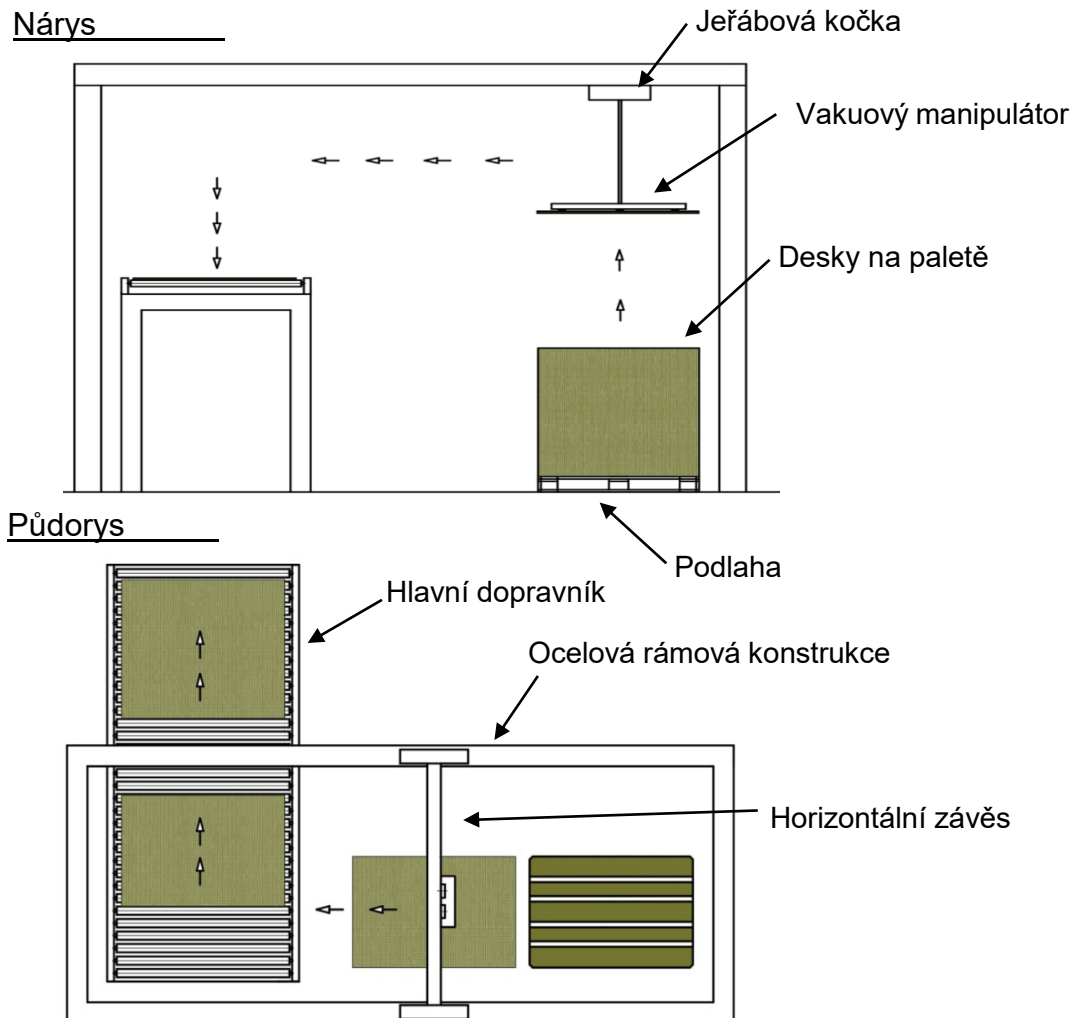
Výhody:

- Jednoduchost konstrukce

Nevýhody:

- Poškození desky při posunutí
- Zástavba nůžkového mechanismu do země
- Zaručení požadovaného směru desky pomocí dopravníků

3.2. Ocelová rámová konstrukce s navijákem



Obr. 16 Druhá varianta řešení

Principem tohoto řešení je rámová ocelová konstrukce, která je svařená. Na vrchní části konstrukce je vedení pro pojezd manipulátoru v horizontálním směru pomocí pojezdových rolen. Na horizontální závěs je připevněn naviják, na který je připojen vakuový manipulátor.

Výhody:

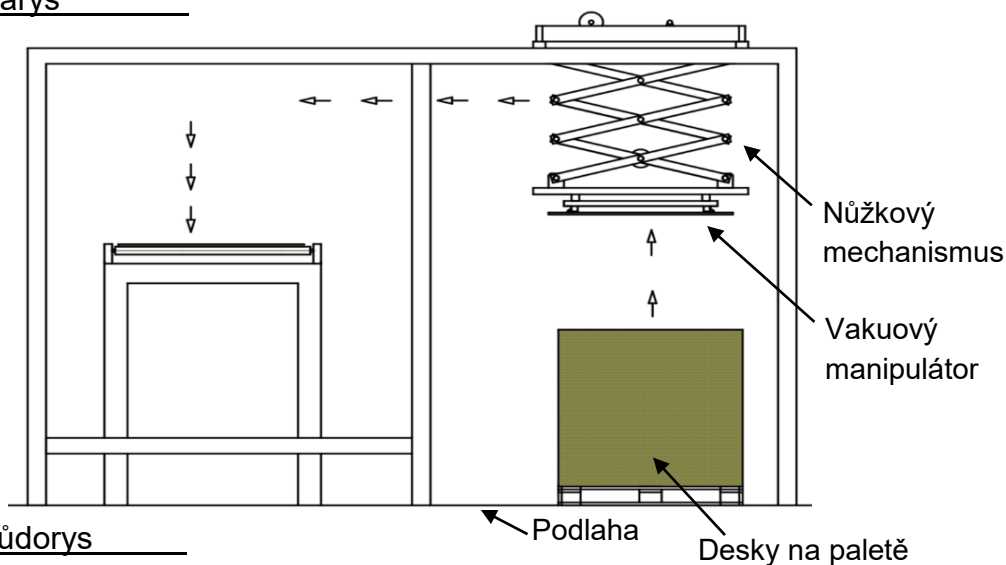
- Tuhá konstrukce
- Výrobní náklady

Nevýhody:

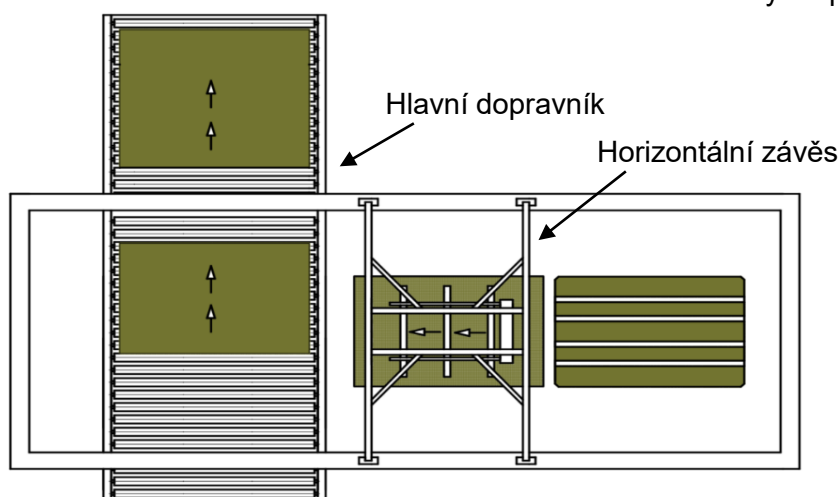
- Více krokový výrobní technologický postup
- Nestabilní poloha desky po zvednutí jeřábovou kočkou
- Po svaření jednotlivých celků je konstrukce méně přesná

3.3. Stavebnicová rámová konstrukce s nůžkovým zvedákem

Nárys



Půdorys



Obr. 17 Třetí varianta řešení

U třetí varianty jsem zvolil podobné řešení jako u druhé varianty. Snažil jsem se eliminovat nedostatky, které by nastaly v případě druhé varianty. Celá rámová konstrukce je tvořena stavebnicovými hliníkovými profily ITEM. Konstrukce je rozebíratelná, takže je snadnější manipulace s celým zařízením než se svařenou konstrukcí. Vertikální pohyb krycí desky je vyřešen pomocí nůžkového zvedáku, který je zvedán pomocí řemene navíjeného na navíjecí buben. Horizontální pohyb manipulátoru je vyřešen lineárními převodovkami.

Výhody:

- Plně rozebíratelná konstrukce
- Stabilní manipulace s deskou
- Lehkost

Nevýhody:

- Výrobní náklady
- Velké množství šroubových spojů

Zhodnocení variant

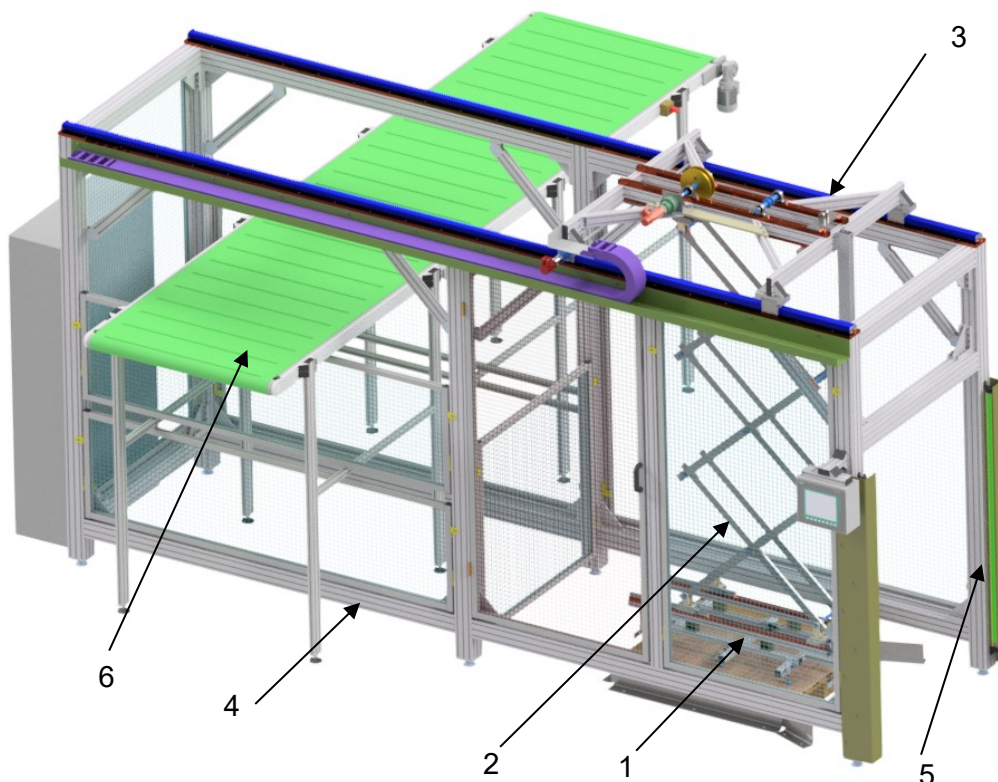
První varianta je navržena úplně na jiném principu než zbylé varianty. Snažil jsem o vytvoření co nejsnadnější konstrukce. Během navrhování jsem došel k závěru, že varianta má více nevýhod než výhod. Jelikož mezi deskami můžou být různé nečistoty (piliny, odštěpky dřeva), tak při posunutí se můžou desky poškodit a dále znečišťovat dopravník nebo nůžkový zvedák. Paleta musí být položena volně na zemi, z důvodu možnosti přivezení palety paletizačním vozíkem. Nůžkový zvedák by musel být zastavěn do země, aby byla možnost zavezení palety paletizačním vozíkem. Nutné stavební úpravy jsou z pohledu zákazníka nežádoucí.

Druhá varianta má velkou výhodu, že je velmi tuhá díky ocelovým profilům. Avšak při zvednutí desky lanem nebude deska stabilní a při pohybu do strany se rozhoupe, což je nežádoucí jev. Svařovaná rámová konstrukce zhotovená z ocelových profilů vyžaduje více krokový výrobní technologický postup (svařování, obrábění funkčních ploch, lakování, montáž).

Třetí variantu jsem vybral jako vhodnou pro navržení komplexního konstrukčního návrhu, protože splňuje všechny požadavky, které byly předepsány. V téhle variantě jsem se hodně inspiroval přehledem obdobných řešení manipulátorů (Obr. 1, Obr. 2).

4. Konstrukční návrh

V téhle kapitole se zabývám konstrukčním návrhem manipulačního uzlu. V bakalářské práci se nezabývám druhem a řešením dopravníku. Je zde uveden pouze vizuálně pro lepší orientaci v konstrukci stroje. Jediným známým parametrem dopravníku je výška.



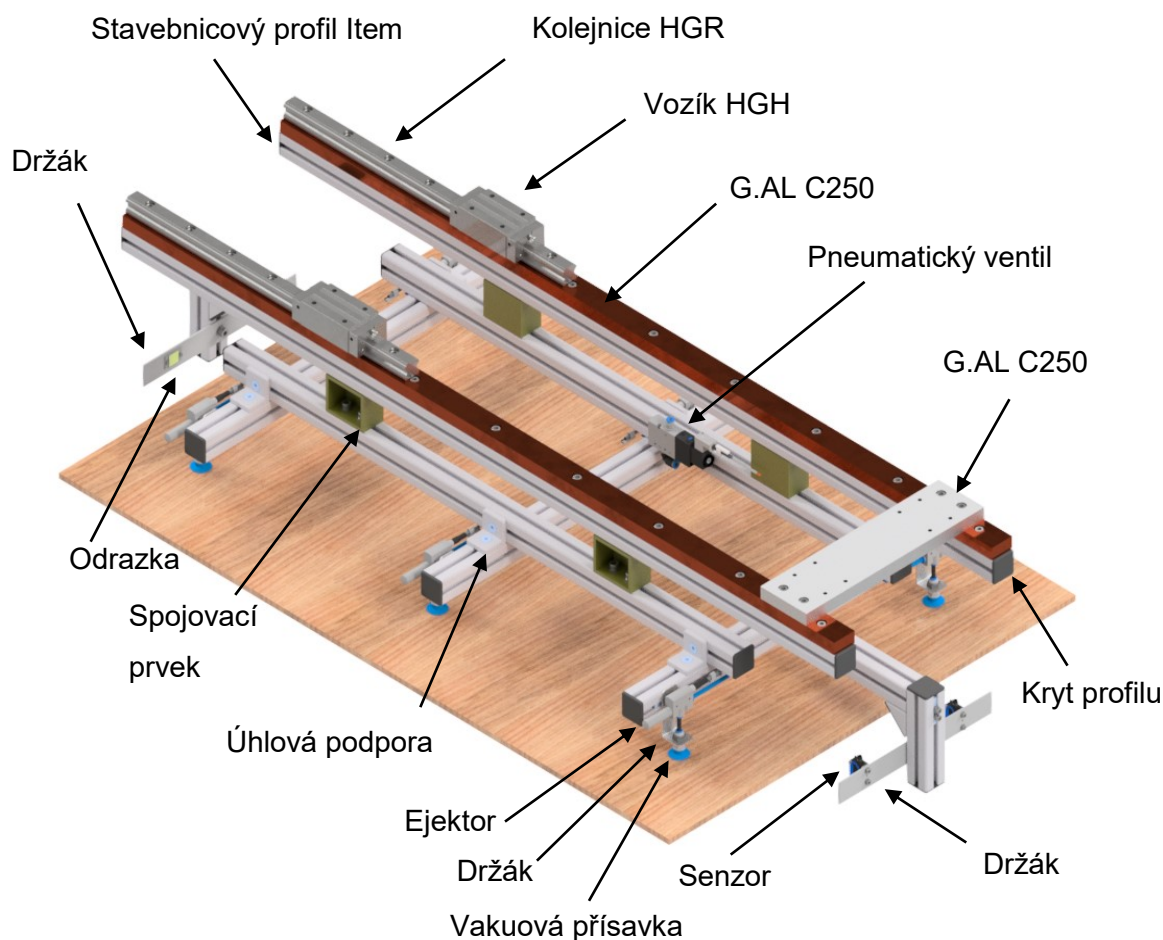
Obr. 18 Model třetí varianty

(1 – Uchopovací konstrukce, 2 - Nůžkový mechanismus, 3 – Horizontální závěs konstrukce manipulátoru, 4 - Stavebnicová konstrukce stroje, 5 - Bezpečnostní prvky stroje, 6 - Dopravník)

Manipulační uzel jsem rozdělil do 6 podsestav:

- 1) Uchopovací konstrukce
- 2) Nůžkový mechanismus
- 3) Horizontální závěs konstrukce manipulátoru
- 4) Stavebnicová konstrukce stroje
- 5) Bezpečnostní prvky stroje
- 6) Dopravník

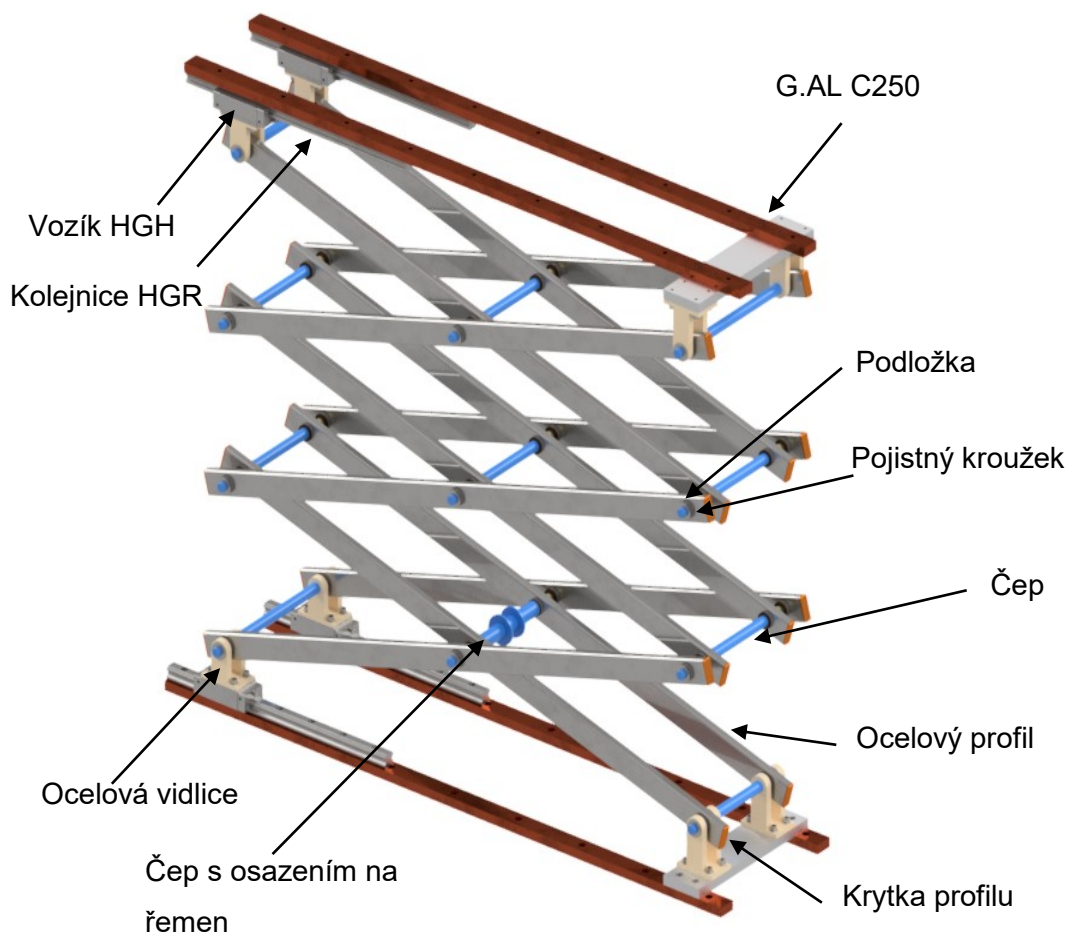
4.1. Uchopovací konstrukce



Obr. 19 Uchopovací konstrukce

Funkci, kterou musí konstrukce (Obr. 19) vykonávat, je uchopení dřevěné desky. Uchopení je vykonáno pomocí vakuových přísavek, které se přisají na desku podtlakem, který vytváří pneumatický ejektor. Ejektor je dále propojen s ventilem. Pro zvednutí desky byly zvoleny pneumatické komponenty od firmy Festo s.r.o., jejichž návrh je řešen v Kapitole 5.4. a zobrazen v příloze A. Konstrukce se převážně skládá ze stavebnicových hliníkových profilů ITEM. Pro umožnění pohybu pohyblivé části nůžkového zvedáku je zde použito lineární vedení od firmy HIWIN s.r.o. Jelikož není na stavebnicovém profilu zaručena rovinnost, je použita mezi profil a lineární vedení hliníková litá frézovaná deska G.AL – C250, která se vyznačuje velmi dobrou rovinností a pevností. Konstrukce dále obsahuje snímače od firmy SICK. Zde na konstrukci jsou umístěny dva světelné senzory a dvě odrazky. Senzor, který je ustaven výše na držáku, snímá přítomnost zvedané desky. Druhý senzor je zde pro případ, kdyby se zvedly dvě desky pomocí podtlaku. Kdyby se tak stalo, pohon pro svislý pohyb zvedáku se zastaví.

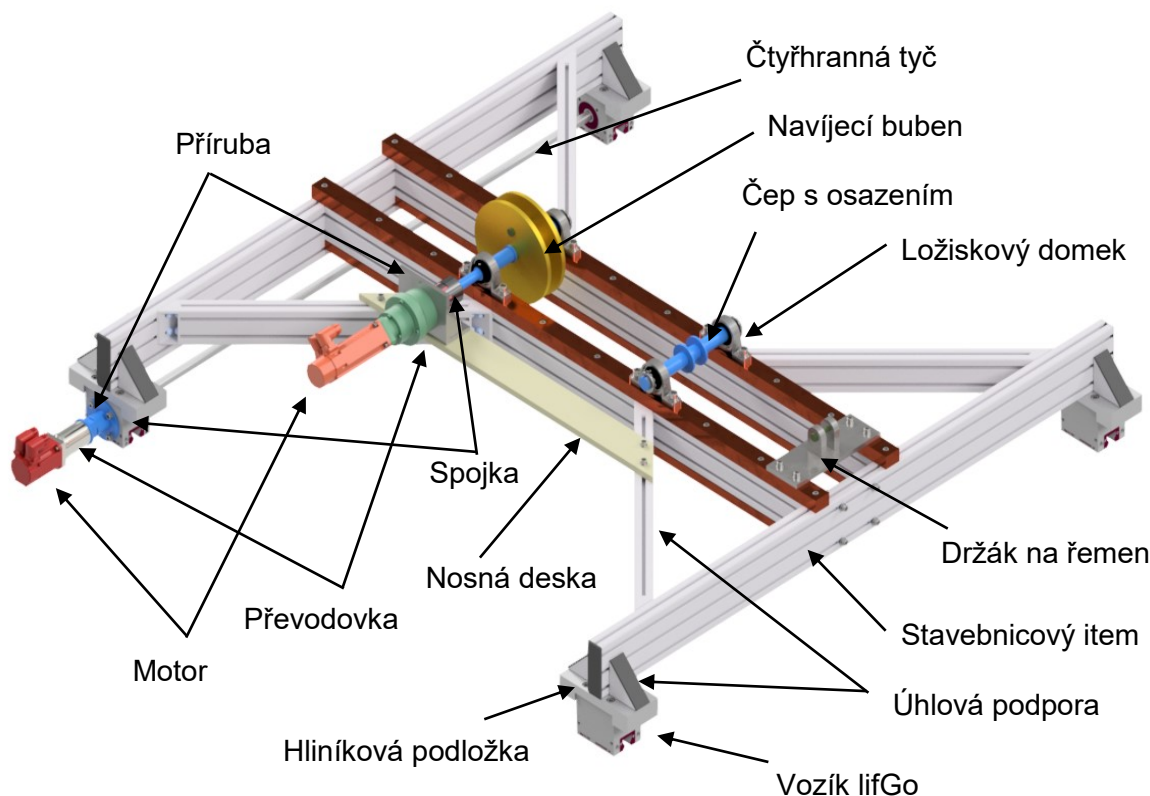
4.2. Nůžkový mechanismus



Obr. 20 Nůžkový mechanismus

Nůžkový mechanismus (Obr. 20) jsem zvolil pro stabilní zvednutí desky z palety. Mechanismus nabízí velkou proměnnou zdvihovou délku. Pro nůžkový zvedák byly zvoleny ocelové uzavřené obdélníkové profily o rozměru 50x20x2. Ověření, zda profily jsou správně zvoleny, je uvedeno v kapitole 5.1. Díry v profilech pro čepy jsou vyztuženy výztuhou, pro větší pevnost. Čepy jsou uloženy v kluzných ložiscích. Mezi každou výztuhou a čepem jsou použity 2 kluzná ložiska s osazením (Obr. 36). V místech, kde se na čepu stýkají 4 ocelové profily vedle sebe, jsou pro vymezení polohy mezi profily použity vmezovací kroužky (Obr. 36). Konce profilů na pozicích A, B, J, K (Obr. 24) jsou uloženy v ocelové vidlici. Vidlice na pozicích B, K (Obr. 24) jsou připevněny k vozíku od firmy HIWIN s.r.o. a vidlice na pozici A, J na hliníkovou desku G.AL – C250. V místě čepu C (Obr.24) je veden řemen, díky kterému se zvedák může pohybovat ve svislém směru. Konce čepů jsou zajištěny pomocí podložek a pojistných kroužků.

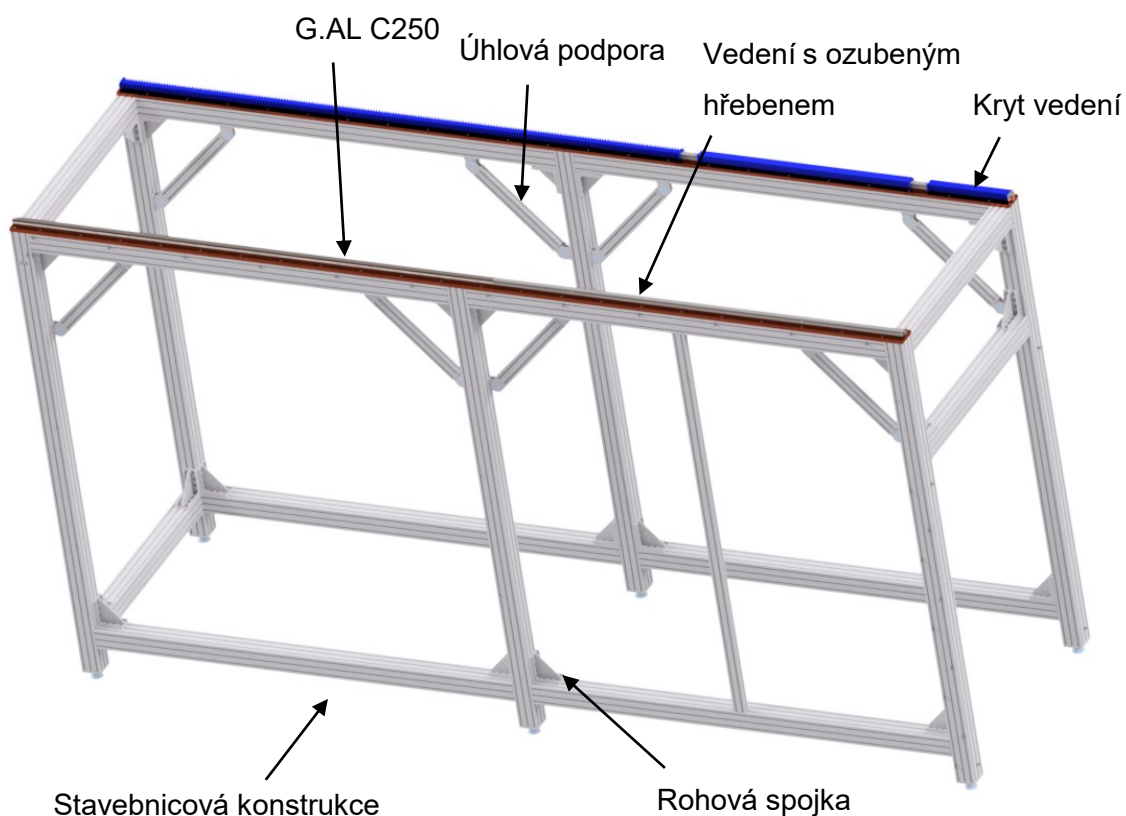
4.3. Horizontální závěs konstrukce manipulátoru



Obr. 21 Horizontální závěs konstrukce manipulátoru

Horizontální závěs slouží pro uchycení nůžkového mechanismu a čepů s bubnem. Dále slouží pro horizontální posun celého manipulátoru. Konstrukce se pohybuje pomocí vedení s ozubeným hřebenem a lifGo vozíků, které jsou spojeny synchronizační čtyřhrannou tyčí. Ve vozících lifGo je zabudován pastorek pro zajištění posuvu. Ítemy, připevněné na hliníkové podložky, jsou zavětrovány pomocí uhlových podpor, pro větší tuhost celé konstrukce. Opět jsou zde použity hliníkové lité desky G.AL – C250, ze stejného důvodu jako je na konstrukci pod zvedákem, a to je rovinnost. Desky celou konstrukci zpevní. Na lité frézované desky jsou uloženy ložiskové domky a držák zvedacího řemene. Upevnění řemene na bubnu a na držáku je řešeno pomocí čepu s hlavou, který je pojištěný z druhé strany závlačkou. Řemen je veden (Obr. 39) od držáku přes čep s osazením pro řemen na další čep, který je na místě C (Obr. 24) v nůžkovém mechanismu. Přes tenhle čep je řemen dále veden na navíjecí buben.

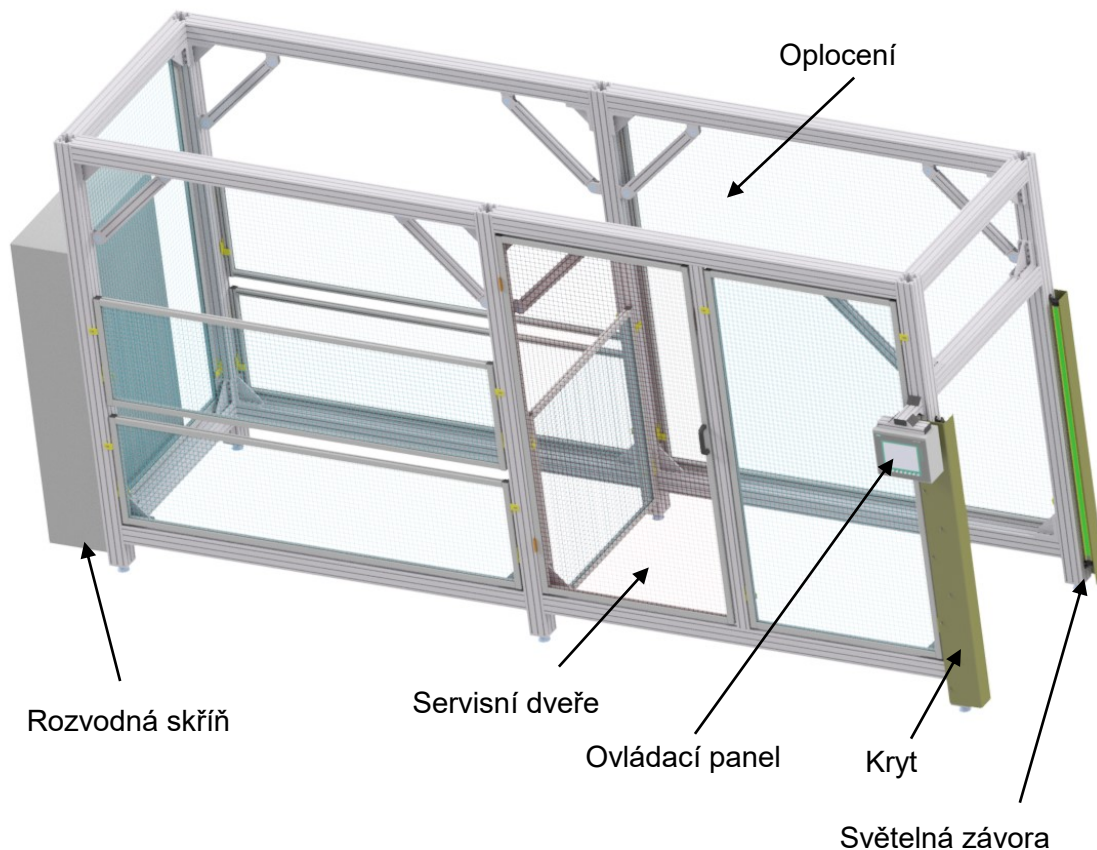
4.4. Stavebnicová konstrukce stroje



Obr. 22 Stavebnicová konstrukce stroje

Konstrukce stroje se skládá ze stavebnicových hliníkových profilů ITEM. Celá konstrukce je zcela rozebíratelná. Na spojení svislých profilů s podélnými a zavětrování celé konstrukce jsou použity úhlové podpory a rohové spojky. Konstrukce je otevřena pouze z jedné strany pro možnost zavezení palety s deskami. Na vrchní části konstrukce jsou použity lité desky G.AL – C250, které se jednak připevní ke stavebnicovému profilu a také se k nim připevní vedení s ozubeným hřebenem. Ozubený hřeben je celý zakrytován pomocí ochranných měchů. Celá konstrukce stojí na stavěcích nohách pro možnou kompenzaci nerovnosti podlahy.

4.5. Bezpečnostní prvky stroje



Obr. 23 Bezpečnostní prvky stroje

Konstrukce je zabezpečena podle posouzených rizik, které by mohly nastat v různých případech. Jelikož se kolem stroje pohybuje obsluha nebo lidi, kteří nejsou zaškoleni může nastat riziko např. vstup do stroje, zakopnutí, stlačení atd. Stroj je oplocen, kromě zavážecí strany do stroje. Oplocení je také přidáno mezi dopravník a paletu, aby nebylo možné, že při servisu stroje někdo zůstane v oblasti dopravníku. Z přední strany stroje jsou namontovány servisní dveře, které jsou opatřeny elektrickým bezpečnostním zámekem s návazností na bezpečnostní okruh stroje. Po zavření servisních dveří musí být ručně resetován bezpečnostní okruh stiskem tlačítka na operátorském panelu. Všechno oplocení je přimontováno ke stavebnicovému systému pomocí ocelových držáků. Z tohoto důvodu není možné se bez použití nástroje dostat do stroje, kromě otevřené části stroje. Z otevřené strany stroje jsou použity světelné závory, které jsou zakrytovány plechem z důvodu možného poškození při nárazu s paletou. Další bezpečnostní prvky jsou namontovány na uchopovací konstrukci (kapitola 4.1.).

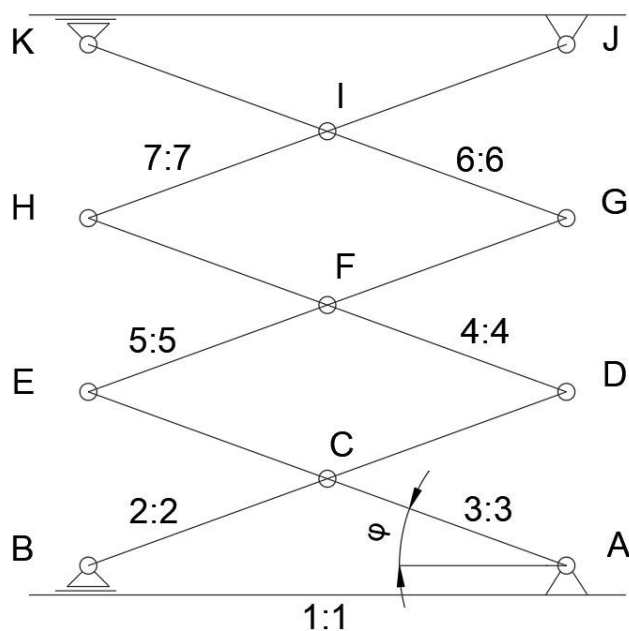
5. Výpočet komponentů manipulátoru

V této kapitole se zaměřuji na výpočet a návrh komponent konstrukčního návrhu.

5.1. Výpočet tří-sekčního nůžkového zvedáku

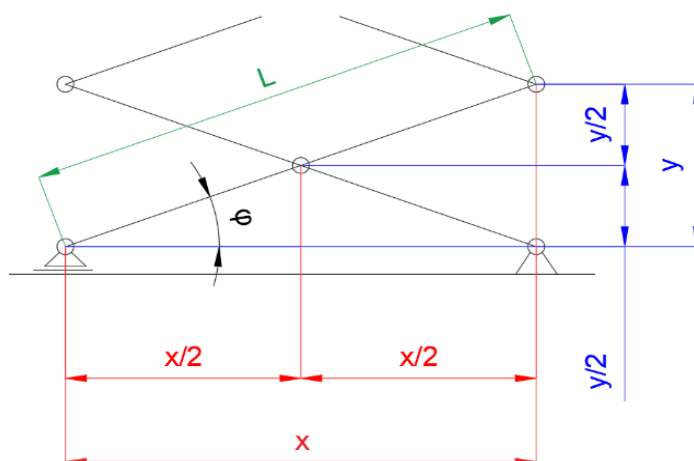
Jde o mechanismus s jedním stupněm volnosti. Mechanismus je symetrický, tvořený dvouřadým nůžkovým zvedákem. Přední a zadní část je spojena čepy. Hnací síla je přiváděna pomocí kladek (čepy s osazením). Čepy na místech C, D, E, F, G, H, I konají kombinaci pohybu rotačního a posuvného a čepy v místech B, K konají pohyb obecný rovinný. Jde o mechanismus s proměnným převodem. Vzhledem k nízkým hodnotám zrychlení nejsou do výpočtu zahrnuty dynamické účinky.

Nůžkový zvedák je označován jako manipulátor, který umožňuje manipulaci materiálu ve vertikálním směru. Díky nůžkovému mechanismu nabízí mechanismus velkou zdvižnou výšku při malé zástavbové výšce ve složeném stavu.



Obr. 24 Nůžkový mechanismus

Mechanismus má jednu proměnnou závislost. Označení téhle závislosti je úhel ϕ (Obr. 24), což je úhel sklonu ramen od základny. Následující výpočty jsou vypočteny s různými úhly ϕ . Úhel se dá vyjádřit pomocí goniometrických funkcí sinus a cosinus.

Obr. 25 Rozložení úhlu φ

$$x = \cos(\varphi) * L \quad (1)$$

$$y = \sin(\varphi) * L \quad (2)$$

xrozměr pro výpočet geometrie [m]

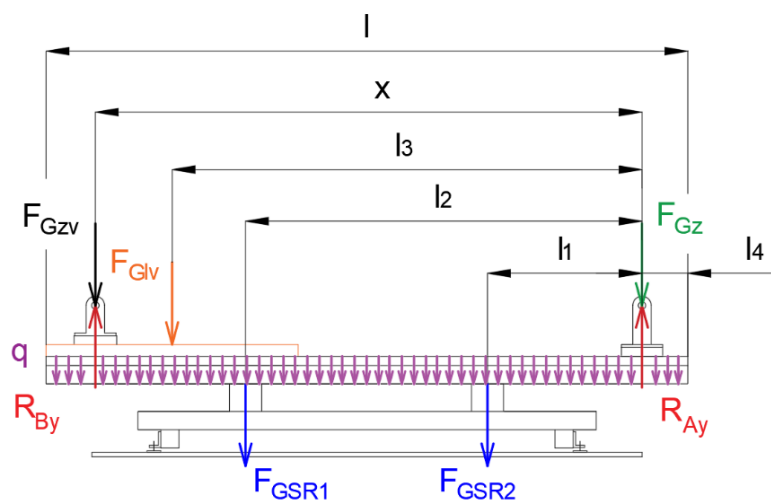
yrozměr pro výpočet geometrie [m]

Ldélka ramene zvedáku [m]

φúhel naklopení ramene zvedáku [°]

Ve výpočtech se uvažuje poloviční zatěžující síly, protože nůžkový zvedák je dvouřadý, výpočty jsou pro 1. řadu zvedáku. Jelikož většina následujících výpočtů jsou obdobné, budou uvedeny pouze některé výpočty a zbytek znázorněno v tabulkách s výslednými hodnotami.

Uvolnění spodního rámu 1:1



Obr. 26 Těžiště spodního rámu

Ve spodním rámu je proměnlivé zatížení ve vazbě R_B , protože se jedná o volnou vazbu. Do výpočtu jsou zahrnuty hmotnosti všech komponentů, které jsou na spodním rámu. Ve výpočtu reakcí R_{Ay} a R_{By} bylo počítáno s váhovou rezervou 25 % z celkové váhy spodního rámu.

$$F_{ix} = 0 = R_{Ax} \quad (3)$$

$$M_{iA} = 0 = F_{GSR2} * l_1 + F_{GSR1} * l_2 - R_{By} * x + F_{Glv} * l_3 + \quad (4)$$

$$F_{Gzv} * x + q * \frac{(l - l_4)^2}{2} - q * \frac{l_4^2}{2} = 0$$

$$M_{iB} = 0 = -F_{GSR1} * (x - l_2) - F_{GSR2} * (x - l_1) - F_{Gz} * x + R_{Ay} * x \quad (5)$$

$$-q * \frac{(x + l_4)^2}{2} - F_{Glv} * (x - l_3) + q * \frac{(l - l_4 - x)^2}{2}$$

R_{ix} reakce v čepích, osa x [N]

R_{iy} reakce v čepích, osa y [N]

$F_{GSR1,2}$ tíhová síla spodního rámu [N]

F_{Glv} tíhová síla lineárního vedení [N]

F_{Gzv} tíhová síla ocelového závěsu a vozíku [N]

F_{Gz} tíhová síla ocelového závěsu [N]

q stojité zatížení od stavebnicového profilu [N/m]

l délka stavebnicového profilu [m]

l_i vzdálenost jednotlivých komponent [m]

Výsledky reakcí R_{Ay} a R_{By} pro různé úhly φ

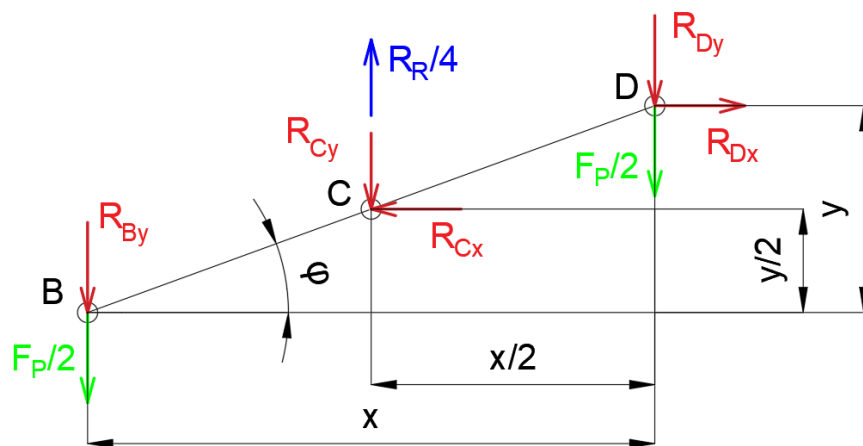
Tab. 27 – Výsledky reakcí

Úhel φ /Reakce	R_{Ay} [N]	R_{By} [N]
6,4 [°]	152,13	176,37
10 [°]	150,75	177,75
20 [°]	143,42	185,08
30 [°]	129,8	198,7
42 [°]	101,08	227,42

Uvolnění ramen nůžkového mechanismu

Pro každé rameno nůžkového zvedáku je nutno při uvolnění sestavit tři rovnice rovnováhy. V téhle kapitole bude řešeno pouze rameno 2:2 (Obr. 28), výsledky jsou zaznamenány v tabulce (Tab.29). Ve zbylých ramenech jsou obdobné výpočty, pouze s jinými reakcemi.

Rameno 2:2 – rovnice rovnováhy



Obr. 28 Rozklad sil

$$\sum F_{ix} = 0 = R_{Dx} - R_{Cx} \quad (6)$$

$$\sum F_{iy} = 0 = -R_{By} - R_{Cy} - R_{Dy} + \frac{R_R}{4} - \frac{F_p}{2} - \frac{F_p}{2} \quad (7)$$

$$\sum M_{iC} = 0 = R_{By} * \frac{x}{2} - R_{Dy} * \frac{x}{2} - R_{Dx} * \frac{y}{2} + \frac{F_p}{2} * \frac{x}{2} - \frac{F_p}{2} * \frac{x}{2} \quad (8)$$

R_R reakce v čepu pro řemen [N]

F_p tíhová síla ocelového uzavřeného profilu [N]

Výsledky reakcí pro různé úhly φ

Tab. 29 Výsledky reakcí

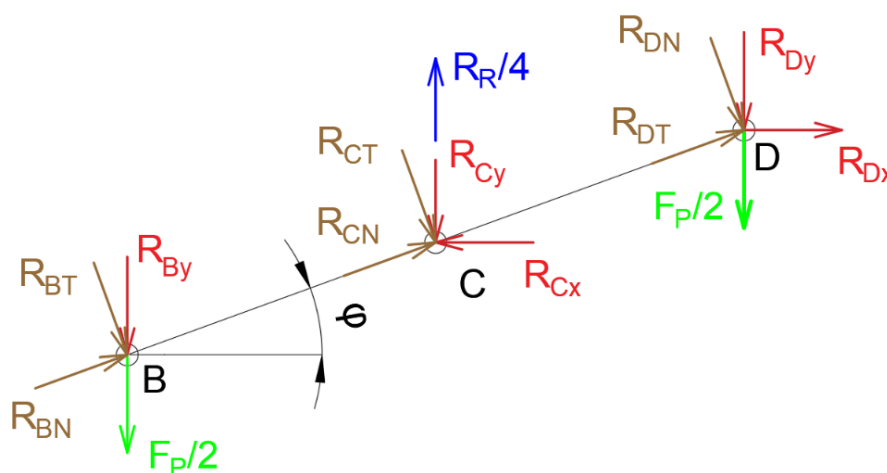
Úhel φ /Reakce	Rcx [N]	Rcy [N]	Rdx [N]	Rdy [N]	Rex [N]	Rey [N]
6,4 [°]	1009,3	-24,24	1009,3	63,154	1009,3	38,914
10 [°]	642,08	-27	642,08	64,534	642,08	37,534
20 [°]	311,06	-41,66	311,06	71,864	311,06	30,204
30 [°]	196,1	-68,9	196,1	85,484	196,1	16,584
42 [°]	125,74	-126,34	125,74	114,2	125,74	-12,136

Úhel φ /Reakce	Rfx [N]	Rfy [N]	Rgy [N]	Rgx [N]	Rhy [N]	Rhx [N]
6,4 [°]	-1311,4	-24,24	-40,424	-302,03	-16,184	302,03
10 [°]	-834,21	-27	-41,804	-192,13	-14,804	192,13
20 [°]	-404,14	-41,66	-49,134	-93,079	-7,474	93,079
30 [°]	-254,77	-68,9	-62,754	-58,678	6,146	58,678
42 [°]	-163,36	-126,34	-91,474	-37,625	34,866	37,625

Úhel φ /Reakce	Riy [N]	Rix [N]	Rky [N]	Rkx [N]	Rjy [N]	Rr [N]
6,4 [°]	24,24	302,03	6,546	0	-17,694	952,06
10 [°]	27	192,13	7,926	0	-19,074	952,06
20 [°]	41,66	93,079	15,256	0	-26,404	952,06
30 [°]	68,9	58,678	28,876	0	-40,024	952,06
42 [°]	126,34	37,625	57,596	0	-68,744	952,06

Výpočet vnitřních statických účinků

V téhle kapitole jsou řešeny posouvající, normálové síly a ohybové momenty. Výpočty jsou provedeny podle znaménkové dohody. Všechny výpočty jsou zleva. Výpočet je proveden na rameni 2:2 (Obr. 30), protože je zde největší ohybový moment, v místě C. Výsledky jsou zaznamenány v tabulkách (Tab. 32, 33).



Obr. 30 Vnitřní statické účinky

Rameno 2:2 normálové síly pro úhel $\varphi = 6,4^\circ$

$$R_{DN} = -R_{Dy} * \sin(\varphi) + R_{Dx} * \cos(\varphi) - \frac{F_P}{2} * \sin(\varphi) \quad (9)$$

$$R_{CN} = -R_{Cx} * \cos(\varphi) - R_{Cy} * \sin(\varphi) + \frac{R_R}{4} * \sin(\varphi) \quad (10)$$

$$R_{BN} = -R_{By} * \sin(\varphi) - \frac{F_P}{2} * \sin(\varphi) \quad (11)$$

R_{iN}reakce v čepích, normálový směr [N]

Rameno 2:2 posouvající síly pro úhel $\varphi = 6,4^\circ$

$$R_{DT} = R_{Dy} * \cos(\varphi) + R_{Dx} * \sin(\varphi) + \frac{F_P}{2} * \cos(\varphi) \quad (12)$$

$$R_{CT} = R_{Cy} * \cos(\varphi) - R_{Cx} * \sin(\varphi) - \frac{R_R}{4} * \cos(\varphi) \quad (13)$$

$$R_{BT} = R_{By} * \cos(\varphi) + \frac{F_P}{2} * \cos(\varphi) \quad (14)$$

R_{iT}reakce v čepích, posouvající směr [N]

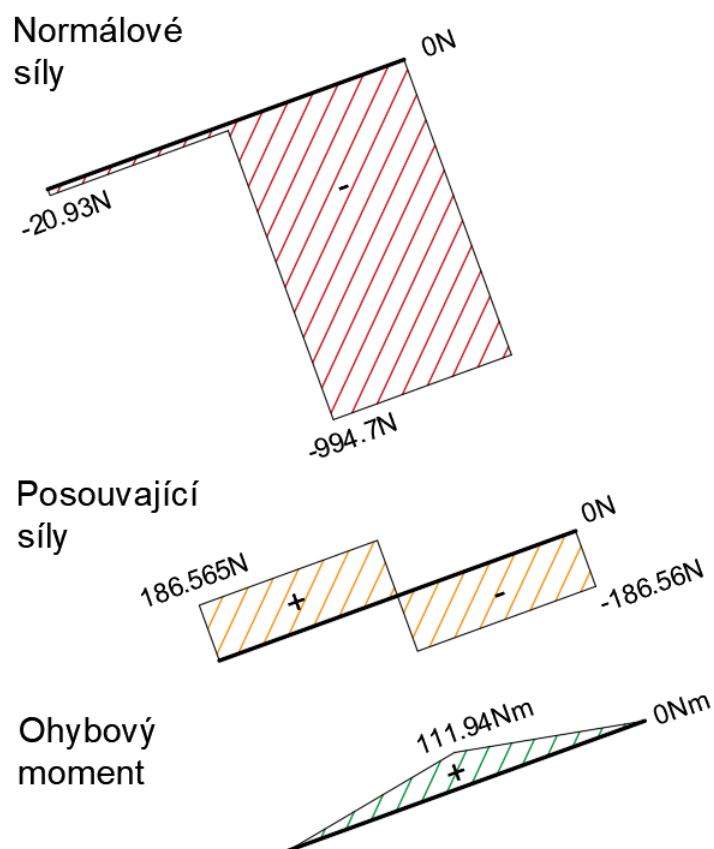
Rameno 2:2 Ohybový moment pro úhel $\varphi = 6,4^\circ$

$$M_{oD} = 0 \text{ Nm} \quad (15)$$

$$M_{oC} = R_{BT} * \frac{L}{2} \quad (16)$$

$$M_{oB} = R_{DT} * L - R_{CT} * \frac{L}{2} \quad (17)$$

M_{oi}ohybový moment jednotlivých míst [Nm]



Obr.31 Vnitřní účinky rameno 2:2

Výsledky normálových, posouvajících sil a ohybového momentu pro různé úhly φ **Tab. 32 Výsledky normálových a posouvajících sil**

Úhel φ / Reakce	Rdn [N]	Rcn [N]	Rbn [N]	Rdt [N]	Rct [N]	Rbt [N]
6,4	994,70	-973,78	-20,9266	186,560	-373,1262	186,565
10	619,1456	-586,306	-32,8395	186,2419	-372,4848	186,2419
20	263,8348	-196,6463	-67,1881	184,5985	-369,1973	184,5979
30	121,4031	-16,3701	-105,0325	181,9237	-363,8462	181,9216
42	9,4236	150,3581	-159,7784	177,4495	-354,905	177,4518

Úhel φ / Reakce	Rgn [N]	Rfn [N]	Ren [N]	Rgt [N]	Rft [N]	Ret [N]
6,4	294,3749	-1300,50	1006,10	85,1332	-170,2693	85,1283
10	179,9784	-816,85	636,8696	85,7243	-171,4489	85,7246
20	66,7738	-365,5188	298,7441	88,6854	-177,3716	88,6859
30	13,7571	-186,1873	172,4371	93,5279	-187,0542	93,5302
42	-40,8519	-36,8622	77,7178	101,6003	-203,1981	101,6011

Úhel φ / Reakce	Rjn [N]	Rin [N]	Rhn [N]	Rjt [N]	Rit [N]	Rht [N]
6,4	-3,2392	-297,4457	300,6849	28,8779	-57,7559	28,878
10	-5,2857	-184,5226	189,8083	29,9766	-59,9528	29,9763
20	-12,9178	-73,2171	86,1348	35,4913	-70,9825	35,4912
30	-25,6945	-16,3666	42,0611	44,5042	-89,0082	44,504
42	-53,6034	56,5771	-2,9738	59,5326	-119,065	59,5324

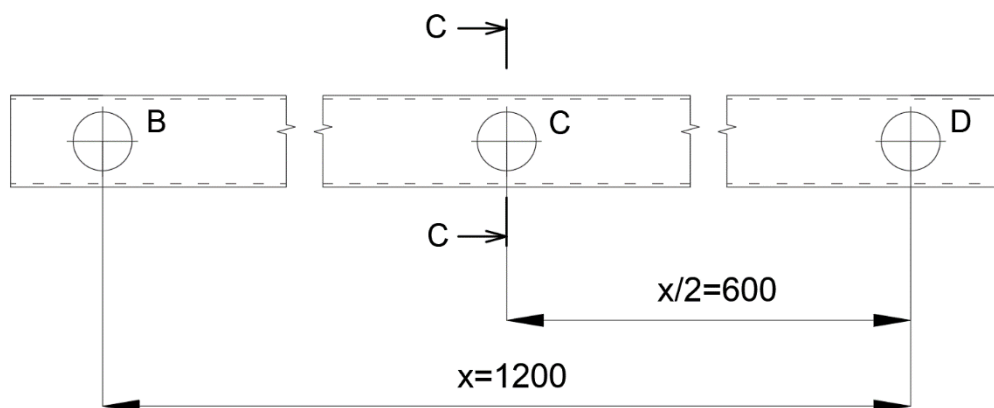
Tab. 33 Výsledky ohybových momentů

Úhel φ / Oh.Moment	Mob	Moc	Mod	Moe	Mof	Mog	Moh	Moi	Moj
	[N/m]	[N/m]	[N/m]	[N/m]	[N/m]	[N/m]	[N/m]	[N/m]	[N/m]
6,4 [°]	0	111,94	0	0	51,08	0	0	17,33	0
10 [°]	0	111,75	0	0	51,43	0	0	17,99	0
20 [°]	0	110,76	0	0	53,21	0	0	21,29	0
30 [°]	0	109,15	0	0	56,12	0	0	26,70	0
42 [°]	0	106,47	0	0	60,96	0	0	35,72	0

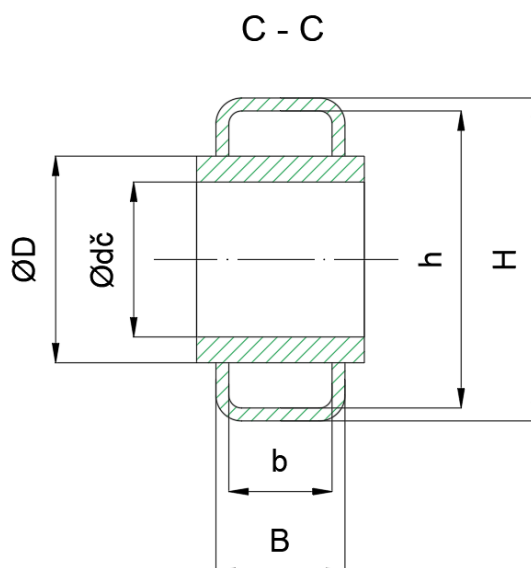
Návrh ramen nůžkového zvedáku

Ramena nůžkového zvedáku je potřeba zkontrolovat, jelikož na ramena působí ohybové momenty, normálové a posouvající síly. Na profilech se musí určit bezpečnost, aby při provozu nedošlo k trvalé deformaci. Pro výpočet pevnosti je potřeba redukované napětí, které se v tomto případě skládá z ohybového a tahového napětí.

Na zvedák jsou zvoleny ocelové uzavřené profily od firmy Feron, a.s. Profily mají rozměry 50x20x2 mm. Pevnost se počítá v místě C (Obr. 34), kde je výřez pro výztuhu, působí zde největší ohybové momenty a také je zde čep pro řemen.



Obr.34 Rameno mechanismu – délky



Obr. 35 Průřez ramene 2:2 v místě C

Modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{B*(H^3 - D^3) - b*(h^3 - D^3)}{6*H} \quad (18)$$

$$W_o = \frac{20*(50^3 - 32^3) - 16*(46^3 - 32^3)}{6*50} = 2705,2 \text{ mm}^3$$

W_omodul průřezu v ohybu [m³]

B, b, H, hrozměry ocelového uzavřeného profilu [m]

Dprůměr díry v profilu [m]

Napětí v ohybu

Nejvyšší ohybové napětí vyšlo v místě C při úhlu $\varphi = 6,4^\circ$.

$$M_{oC} = R_{BT} * \frac{x}{2} = 111939 \text{ Nmm} \quad (19)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{oC}}{W_o} = \frac{111939}{2705,2} = 41,4 \text{ MPa} \quad (20)$$

σ_onapětí v ohybu [MPa]

Napětí v tahu

$$\sigma_t = \frac{N_{max} = R_{DN}}{S} = \frac{R_{DN}}{B*(H-D) - b*(h-D)} \quad (21)$$

$$\sigma_t = \frac{994,7}{20*(50-32) - 16*(46-32)} = 7,3 \text{ MPa}$$

σ_tnapětí v tahu [MPa]

N_{max}maximální normálová síla [N]

Sprůřez profilu [m²]

Redukované napětí

$$\sigma_{RED} = \sigma_o + \sigma_t = 41,4 + 7,3 = 48,7 \text{ MPa} \quad (22)$$

σ_{RED}redukované napětí [MPa]

Mez kluzu pro materiál uzavřeného profilu ramene zvedáku

$R_e = 235 \text{ MPa}$ Značka oceli – S235JRH

R_enapětí na mezi kluzu [MPa]

Statická bezpečnost

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{235}{48,7} = 4,8 \quad (23)$$

k_sstatická bezpečnost [-]

Návrh čepů nůžkového zvedáku

Čepy se u nůžkového zvedáku používají k umožnění rotačního pohybu. Čepy jsou v mé bakalářské práci po celé šířce zvedáku. Čepový spoj je namáhán jak na smyk, tak i na ohyb. Jelikož je smykové napětí oproti ohybovému napětí velmi malé, může se zanedbat.

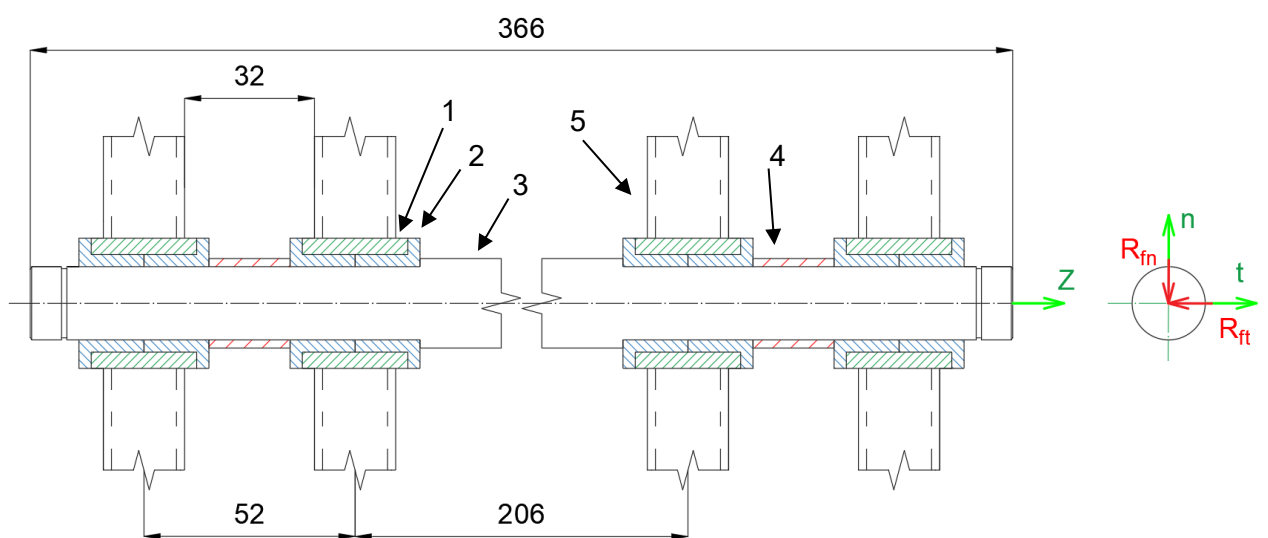
Materiál čepů: 11700 [14]

Mez kluzu: $R_e = 370 \text{ MPa}$

Bezpečnost = 3

Návrh výpočtu čepu v pozici F

Výpočet je proveden v místě F, protože jsou zde největší posouvající a normálové zatížení na čep.



Obr. 36 Řez čepem v místě F

(1 – výztuha, 2 – kluzné ložisko, 3 – čep, 4 - vymezení kroužek, 5 – ocelový profil)

Ohybové momenty

$$M_{o1} = R_{FT} * 52 = -170,2693 * 52 = -8854 \text{ Nmm} \quad (24)$$

$$M_{o2} = R_{FN} * 52 = -1300,5 * 52 = -67626 \text{ Nmm} \quad (25)$$

Redukovaný ohybový moment

$$M_{RED} = \sqrt{M_{o1}^2 + M_{o2}^2} = \sqrt{-8854^2 + -67626^2} = 68202 \text{ Nmm} \quad (26)$$

M_{RED}redukovaný ohybový moment [Nm]

Modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi * d_{\check{c}}^3}{32} \quad (27)$$

$d_{\check{c}}$průměr čepu [m]

πLudolfovo číslo [-]

Napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_{RED}}{W_o} = \frac{M_{RED}}{\frac{\pi * d_{\check{c}}^3}{32}} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (28)$$

Výpočet průměru čepu

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{M_{RED} * 32 * k_s}{\pi * R_e}} = \sqrt[3]{\frac{68202 * 32 * 3}{\pi * 370}} = 17,79 \text{ mm} \quad (29)$$

Volím čep o průměru 18 mm

5.2. Návrh zdvihacího pásu

Pro vertikální pohyb nůžkového zvedáku používám navíjecí buben a čepy s osazením. Potřebný pás pro vertikální zdvih volím od firmy TECHOS s.r.o. Pás je jednovrstvý s oky (Obr. 38), takže je možné jej uchytit za čepy.

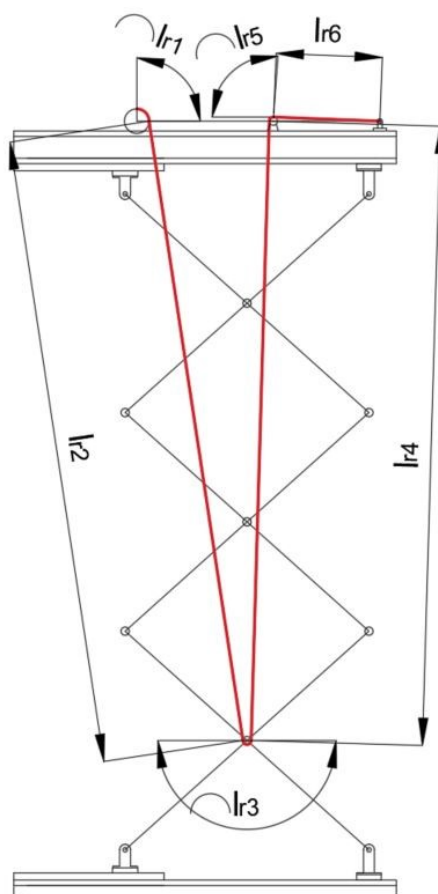
Tab. 37 Parametry pásu [11]

Označení	Nosnost		Šířka	Tloušťka	Délka oka	Šířka oka	Min. délka pásu L
	přímá	U	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
1S-30	500	1000	30	3,5	200	15	850

**Obr.38 Jednovrstvý pás [11]**

Určení délky pásu

Délka pásu byla určena pomocí 2D softwaru Autocad. Pás byl zvolen při rozvinutém stavu zvedáku, protože v ten moment má pás největší rozloženou délku.

**Obr.39 Délka pásu**

Výpočet délky zdvihacího pásu

$$l_{r1} = \frac{\pi * D_b}{4} = \frac{\pi * 90}{4} = 70,7 \text{ mm} \quad (30)$$

D_bprůměr bubnu [m]

l_{ri}délka řemene jednotlivých částí [m]

Hodnoty l_{r2} , l_{r4} , l_{r6} jsou pouze změřeny v softwaru.

$$l_{r2} = 2300 \text{ mm}$$

$$l_{r3} = \frac{\pi * d_k}{2} = \frac{\pi * 30}{2} = 47,1 \text{ mm} \quad (31)$$

d_kprůměr kladky [m]

$$l_{r4} = 2273 \text{ mm}$$

$$l_{r5} = \frac{\pi * d_k}{4} = \frac{\pi * 30}{4} = 23,6 \text{ mm}$$

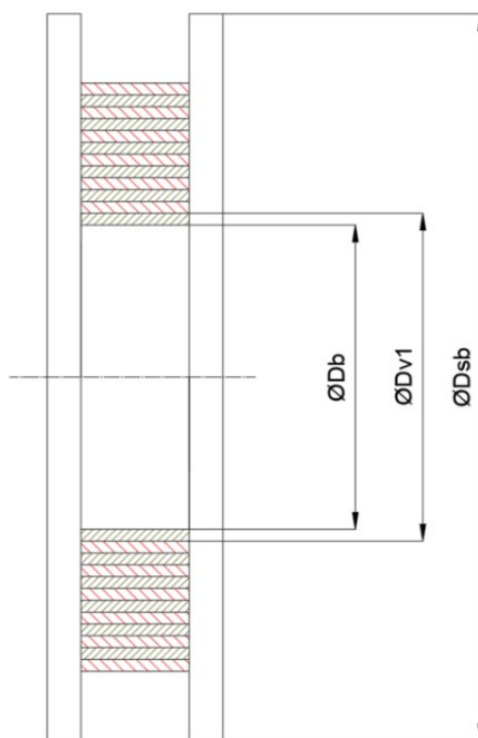
$$l_{r6} = 390 \text{ mm}$$

$$l_{rc} = l_{r1} + l_{r2} + l_{r3} + l_{r4} + l_{r5} + l_{r6} \quad (32)$$

$$l_{rc} = 70,7 + 2300 + 47,1 + 2273 + 23,6 + 390 = 5104 \text{ mm}$$

l_{rc}celková délka řemene [m]

Návrh počtu navinutých vrstev na navíjecí buben



Obr. 40 Rozměry na navíjecím bubnu

Počet navinutí zvedacího pásu bylo zvoleno 12.

Průměr první navinuté vrstvy

$$D_{v1} = D_b + 2 * t_r = 90 + 2 * 3,5 = 97mm \quad (33)$$

D_{v1}průměr první navinuté vrstvy [m]

t_rtloušťka řemene [m]

Délka první navinuté vrstvy

$$L_1 = \pi * \varnothing D_{v1} = \pi * 97 = 304,7mm \quad (34)$$

L_1délka navinuté vrstvy [m]

Délky pásu jednotlivých navinutí a průměry po n – navinutí jsou uvedeny v tabulce (Tab. 41).

Tab. 41 Proměnlivé průměry a rozměry pásu

Průměr po n – navinutí			Délka n – tého navinutí		
$\varnothing D_{v1}$	97	[mm]	L_1	304,7345	[mm]
$\varnothing D_{v2}$	104	[mm]	L_2	326,7256	[mm]
$\varnothing D_{v3}$	111	[mm]	L_3	348,7168	[mm]
$\varnothing D_{v4}$	118	[mm]	L_4	370,7079	[mm]
$\varnothing D_{v5}$	125	[mm]	L_5	392,6991	[mm]
$\varnothing D_{v6}$	132	[mm]	L_6	414,6902	[mm]
$\varnothing D_{v7}$	139	[mm]	L_7	436,6814	[mm]
$\varnothing D_{v8}$	146	[mm]	L_8	458,6725	[mm]
$\varnothing D_{v9}$	153	[mm]	L_9	480,6637	[mm]
$\varnothing D_{v10}$	160	[mm]	L_{10}	502,6548	[mm]
$\varnothing D_{v11}$	167	[mm]	L_{11}	524,646	[mm]
$\varnothing D_{v12}$	174	[mm]	L_{12}	546,6371	[mm]

Po součtu všech 12 navinutých délek vychází délka 5108,2 mm. S porovnáním s délkou pásu je to o 4 mm více. Takže počet navinutí vyhovuje.

5.3. Výpočet časů, zrychlení a rychlosti

Pro výpočet a zvolení potřebné pneumatiky na stroji, je potřeba vypočítat zrychlení. Pro výpočet zrychlení byly zvoleny časy jednotlivých pohybů. Aby byl splněn požadavek od společnosti, kde je požadována délka cyklu pokládky 55 sekund. Bylo zvoleno na pokládku 50 sekund. Tudíž od zvednutí desky z palety po položení na dopravník je to 25 sekund. Pro výpočet, ale budu počítat s 23 sekundami a 2 sekundy nechám jako rezervu na nasátí desky vakuovými přísavkami.

Pojezd nahoru (1.část celkové dráhy)

Pro přibližně rovnoměrné rozdělení časů byl použit poměr 25 sekund s celkovou dráhou pohybu. Hodnoty L_{pi} (v mm) jsou zobrazeny v Obr. 43. Hodnota 2,006 m se získá odečtením rozvinutého a složeného stavu zvedáku. Dráha 3 m je zadána v požadavcích, která se značí vzdáleností od osy dopravníku po osu palety. Dráha 0,15 m je vzdálenost, kterou jsem nechal jako bezpečnou rezervu na pojezd nad zvedákem.

Poměr času

$$t_{po} = \frac{25}{L_{p1} + L_{p2} + L_{p3}} = \frac{23}{2,006 + 3 + 0,15} = 4,46 \quad (35)$$

t_{po}poměr času [-]

L_{pi}vzdálenost jednotlivých pojezdů [m]

Čas pro 1. část dráhy

$$t_{p1} = t_{po} * L_{pi} = 4,46 * 2,006 = 8,95 \text{ s} \approx 10 \text{ s} \quad (36)$$

t_{pi}čas pro jednotlivé dráhy [s]

Výpočet rychlosti pro 1. část

$$v_{max1} = \frac{2,006}{t_{p1} - t_0} = \frac{2,006}{10 - 2} = 0,25 \text{ m/s} \quad (37)$$

v_{maxi}rychlost jednotlivých pojezdů [m/s]

t_0čas zpomalení, zrychlení [s]

Zrychlení pro 1. část

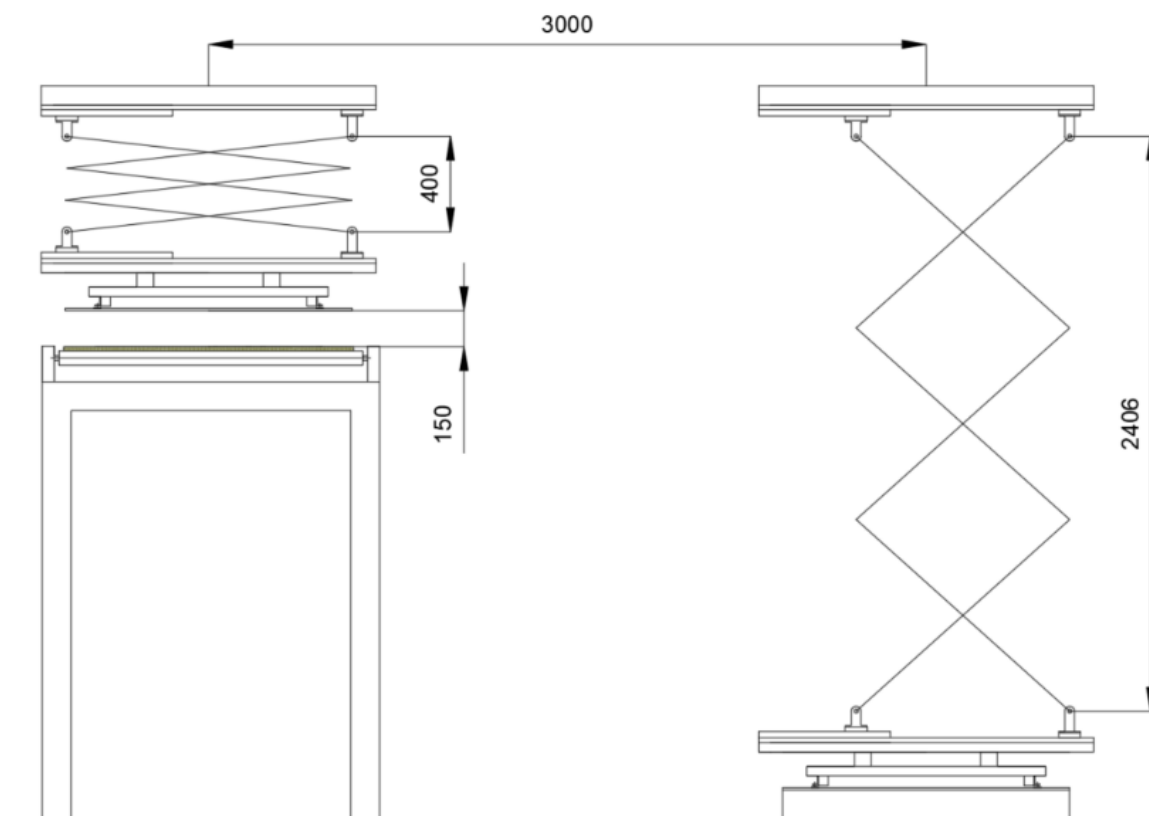
$$a_{max1} = \frac{2,006}{(t_{p1} - t_0) * 2} = \frac{2,006}{(10 - 2) * 2} = 0,125 \text{ m/s}^2 \quad (38)$$

a_{maxi}zrychlení jednotlivých pojezdů [m/s²]

Zbylé hodnoty pro čas, rychlosti a zrychlení jsou zobrazeny v tabulce (Tab. 42) i s vypočtenými hodnotami. Časy pro dráhy 2,006 a 3 m jsou zaokrouhleny na 10 sekund. Pro dráhu 0,15 m je čas zaokrouhlen na 3 sekundy.

Tab. 42 Výsledky časů, zrychlení a rychlostí

	1.část	2.část	3.část
Dráha [m]	2,006	3	0,15
Čas pro dráhu [s]	8,9484	13,382	0,6691
Rychlost [m/s]	0,2508	0,375	0,075
Zrychlení [m/s ²]	0,1254	0,1875	0,075



Obr. 43 Délky všech pojezdů konstrukce

5.4. Návrh pneumatiky

Jak už bylo zmíněno v popisu desky, tak desky jsou hladké, rovné, materiál je bez porézní s povrchovou úpravou. Při nasátí desky na přísavky vzniká i větší podtlak než, s kterým je počítáno. V tomhle případě se počítá s hodnotou podtlaku -0,7 baru. Když by byla deska porézní vznikne mezi deskou a přísavkou menší podtlak (-0,5 bar). Je to z důvodu možných nerovností mezi přísavkou a deskou.

Navržení vakuových přísavek

Požadovaná přídržná síla závisí na okolnostech zatížení. Dále jsou uvedeny tři hlavní varianty okolností zatížení:

- *Situace 1: Přísavka ve vodorovné poloze, pohyb ve svislém směru (nejlepší možný případ).*
- *Situace 2: Přísavka ve vodorovné poloze, pohyb ve vodorovném směru.*
- *Situace 3: Přísavka ve svislé poloze, pohyb ve svislém směru (nejhorší možný případ) [12].*

V mém případě se objevují pouze situace 1, 2.

- Situace 1



Obr. 44 Přísavka – Situace 1 [12]

- Situace 2



Obr. 45 Přísavka – Situace 2 [12]

- **Situace 1**

Výpočet pro 1 přísavku

$$F_{H1} = m_d * (g + a_{max1}) * S_p = 15 * (9,81 + 0,125) * 1,5 = 223,5 \text{ N} \quad (39)$$

F_{Hi}teoretická přídržná síla přísavky [N]

m_dhmotnost desky [kg]

gtíhové zrychlení [m/s²]

S_pkoeficient bezpečnosti [-]

Výpočet pro 6 přísavek

$$F_{H1-6} = \frac{F_{H1}}{6} = \frac{223,5}{6} = 37,3 \text{ N} \quad (40)$$

- **Situace 2**

Výpočet pro 1 přísavku

$$F_{H2} = m_d * \left(g + \frac{a_{max1}}{\mu_p} \right) * S = 15 * \left(9,81 + \frac{0,1875}{0,5} \right) * 1,5 = 229,2 \text{ N} \quad (41)$$

μ_phodnota tření na povrchu [-]

Výpočet pro 6 přísavek

$$F_{H2-6} = \frac{F_{H2}}{6} = \frac{229,2}{6} = 38,2 \text{ N} \quad (42)$$

Velikost vakuové přísavky volím podle přídržné síly, která vyšla vyšší. Přísavky jsou vybrané z katalogu firmy Festo s.r.o. Celé navržení potřebné pneumatiky (Příloha A).

5.5. Návrh pohonů

Pohon pro navíjecí buben

Poloviční síla od zátěže na čep bubnu

$$F_n = \frac{(9,81 + a_{max1}) * m_n}{2} = \frac{(9,81 + 0,125) * 104}{2} = 516,6 \text{ N} \quad (43)$$

F_npoloviční síla od zátěže na čep bubnu [N]

m_nhmotnost uchopovací konstrukce,
nůžkového zvedáku a desky [kg]

Poloměr největšího opásání bubnu

$$r_{b12} = \frac{174}{2} = 87 \text{ mm} = 0,087 \text{ m} \quad (44)$$

r_{b12}poloměr největšího opásání bubnu [m]

Krouticí moment s bezpečností $k=2$

$$M_k = F_n * r_{b12} * k = 516,6 * 0,087 * 2 = 89,9 \text{ Nm} \quad (45)$$

M_kkrouticí moment [N]

kbezpečnost [-]

Rychlost otáčení

$$n_o = \frac{1000 * v_{max1}}{\pi * d_{\check{c}}} = \frac{1000 * 0,25 * 60}{\pi * 30} = 53 \text{ ot/min} \quad (46)$$

n_orychlost otáčení [m/s]

Servomotor AKM AC

Parametry:

- označení: AKM24D-ACB2R-00
- jmenovitý krouticí moment: 1,29/1,11/1,11 Nm
- pracovní napětí: 230 V/400 V/480 V
- jmenovitý proud: 2,21 A
- jmenovitá rychlost: 4000/8000/8000 ot/min
- výstupní plná hřídel s perem – $\varnothing 9$ k6
- brzda: ano, brzdňý moment 1,42 Nm



Obr. 46 Servomotor AKM AC

Přímá planetová převodovka APEX DYNAMICS – Řada AE

Parametry:

- označení: AE090-080 / KOLLMORGEN AKM24D-AN-320VDC
- 1 - stupňová
- převodový poměr $i=80$
- Jmenovitý výstupní moment: 120 Nm
- Jmenovité vstupní otáčky: 4000 ot/min
- výstupní hřídel s perem



Obr. 47 Převodovka APEX DYNAMICS

Digitální zesilovač AKD

Parametry

- označení: AKD-P00306-NBPN-E000
- napájení: 1x108-264 V / 50–60 Hz
3x108–264 V / 50–60 Hz
- jmenovitý proud 3 A
- řízení momentu, rychlosti a polohy
- tabulkové řízení – až 128 pozic
- frekvenční řízení
- programovatelné
- zabudované řízení elektronické převodovky



Obr. 48 Digitální zesilovač

Pohon pro horizontální pohyb**• STROJ****Třecí síla**

$$F_f = \frac{m \cdot \mu \cdot g \cdot \cos\left(\frac{\gamma \cdot \pi}{180}\right)}{\eta} = \frac{250 \cdot 0,05 \cdot 9,81 \cdot \cos\left(\frac{0 \cdot \pi}{180}\right)}{0,9} = 136,25 \text{ N} \quad (47)$$

F_ftřecí síla [N]

mhmotnost konstrukce [kg]

μkoeficient statického tření [-]

ηúčinnost systému [-]

γúhel naklopení ozubeného hřebene [°]

Akcelerační síla

$$F_{acc} = \frac{m \cdot A_{max2}}{\eta} = \frac{250 \cdot 0,1875}{0,9} = 52,08 \text{ N} \quad (48)$$

F_{acc}akcelerační síla [N]

Síla způsobena gravitací

$$F_w = \frac{m \cdot g \cdot \sin\left(\frac{\gamma \cdot \pi}{180}\right)}{\eta} = \frac{250 \cdot 9,81 \cdot \sin\left(\frac{0 \cdot \pi}{180}\right)}{0,9} = 0 \text{ N} \quad (49)$$

F_wsíla způsobena gravitací [N]

Maximální tangenciální síla na pastorku

$$F_t = (F_f + F_{acc} + F_w) = 136,25 + 52,08 = 188,33 \text{ N} \quad (50)$$

F_tmaximální tangenciální síla na pastorku [N]

- **SETRVAČNOST**

Celková setrvačnost

$$J_{T1} = 91,2 * m * \left(\frac{v}{n_1}\right)^2 = 91,2 * 250 * \left(\frac{0,375}{8000}\right)^2 = 0,000005 = 0,00001 \text{ kg} * \text{m}^2 \quad (51)$$

J_{T1}celková setrvačnost [kg*m²]

vrychlost [m/s]

n_1maximální rychlost motoru během cyklu [ot/min]

Zátěžový poměr zatížení motoru

$$\Lambda = \frac{10000 * J_{T1}}{J_M + J_R + J_P} = \frac{10000 * 0,00001}{0,16 + 0,03 + 0,5} = 0,726 \quad (52)$$

Λzátěžový poměr zatížení motoru [-]

J_Msetrvačnost motoru [kg*m²]

J_Rsetrvačnost převodovky [kg*m²]

J_Psetrvačnost pastorku [kg*m²]

- **KINEMATIKA**

Rychlost otáčení pastorku

$$n_2 = \frac{60 * v}{\pi * \frac{d}{1000}} = \frac{60 * 0,375}{\pi * \frac{40}{1000}} = 179,05 \text{ ot/min} \quad (53)$$

n_2rychlost otáčení pastorku [ot/min]

droztečný průměr pastorku [m]

- MOTOR**

Maximální požadovaný výkon motoru

$$P_1 = \frac{T_2 \cdot n_2}{9550} = \frac{3,77 \cdot 179,05}{9550} = 0,07 \text{ kW} \quad (54)$$

P_1maximální požadovaný výkon motoru [W]

T_2požadovaný moment na pastorku [Nm]

- PŘEVODOVKA**

Ideální převodový poměr

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{8000}{179,05} = 44,68 \quad (55)$$

iideální převodový poměr [-]

Ideální vůle převodovky

$$\Delta\phi = \frac{60 \cdot A_p}{\frac{2 \cdot \pi \cdot d}{360} \cdot \frac{1}{2}} = \frac{60 \cdot 1}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 40}{360} \cdot \frac{1}{2}} = 171,89' \quad (56)$$

$\Delta\phi$ideální vůle převodovky [']

A_ppřesnost polohování [m]

Požadovaný moment na pastorku

$$T_2 = \frac{d \cdot F_t}{2000} = \frac{40 \cdot 188,33}{2000} = 3,77 \text{ Nm} \quad (57)$$

Servomotor AKM AC

Parametry:

- označení: AKM21C-ACBNR-00
- jmenovitý krouticí moment: 0,39 Nm
- pracovní napětí: 230 V
- jmenovitý proud: 1,58 A
- jmenovitá rychlost: 8000 ot/min
- výstupní plná hřídel s perem – $\varnothing 9$ k6
- brzda: bez brzdy

Zobrazení motoru - **Obr. 46 Servomotor AKM AC**

Přímá planetová převodovka APEX DYNAMICS – Řada AE

Parametry:

- označení: AE050-045/KOLLMORGEN AKM21C-AN-320VDC
- 2 - stupňová
- převodový poměr: $i=45$
- jmenovitý výstupní moment: 14 Nm
- jmenovitá vstupní rychlost: 5000 ot/min
- výstupní plná hřídel s perem – průměr 12j6

Zobrazení převodovky - **Obr. 47 Převodovka APEX DYNAMICS**

Digitální zesilovač AKD

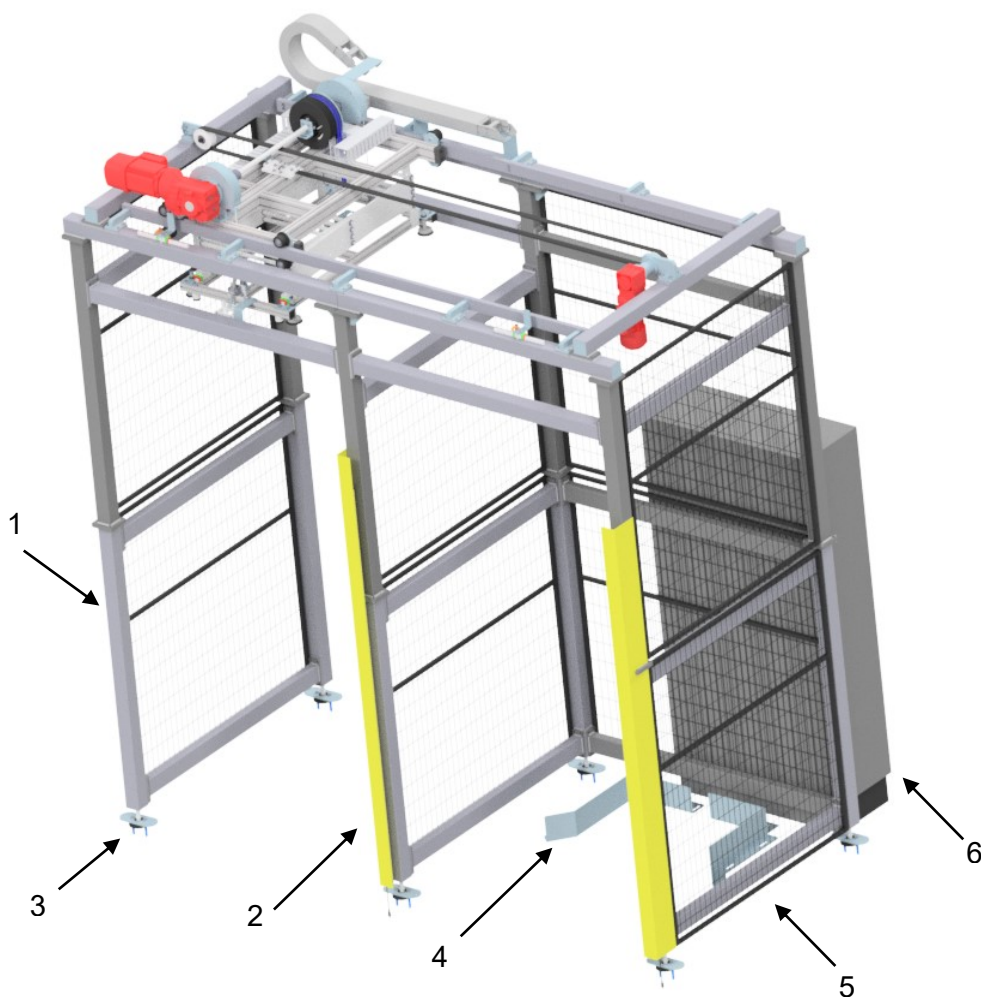
Parametry

- označení: AKD-P00306-NBPN-E000
- napájení 1x108-264 V / 50–60 Hz
3x108–264 V / 50–60 Hz
- jmenovitý proud 3 A
- řízení momentu, rychlosti a polohy
- tabulkové řízení – až 128 pozic
- frekvenční řízení
- programovatelné
- zabudované řízení elektronické převodovky

Zobrazení zesilovače - **Obr. 48 Digitální zesilovač**

6. Stávající řešení společnosti TEMEX, spol. s r. o

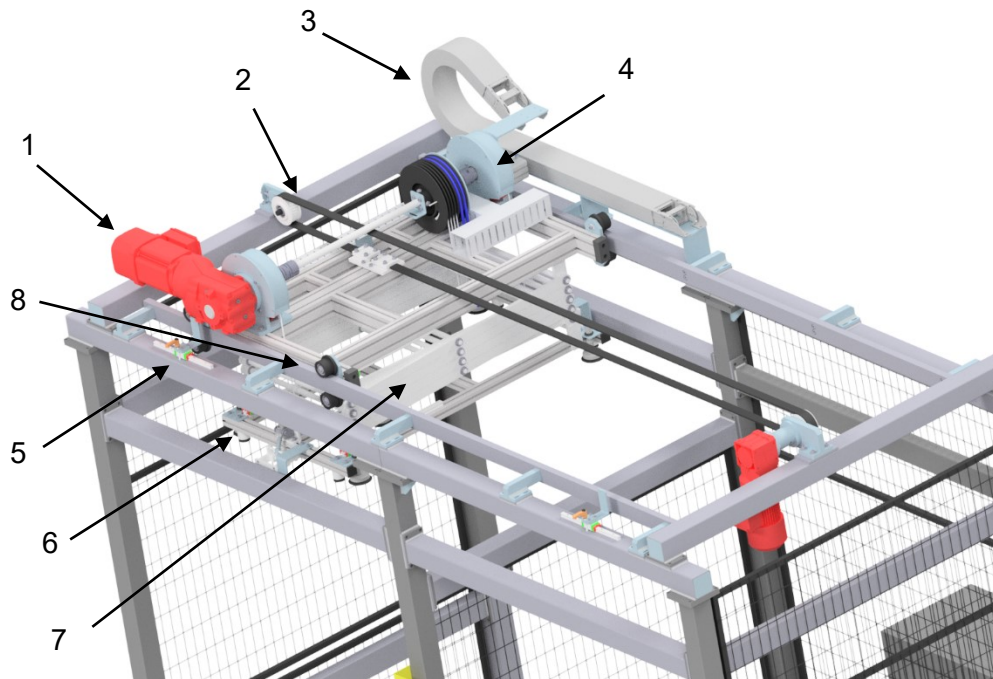
Konstrukce manipulačního uzlu je vyřešena podobně jako konstrukční návrh mé bakalářské práce. Horizontální závěs je tvořen stavebnicovými itemy. Horizontální posuv je uskutečněn pomocí ozubených kol s ozubeným hřebenem a pojezdových rolen. Rám stroje je sestaven z ocelových uzavřených profilů. Ocelové profily jsou spojeny pomocí šroubových spojů a svarů. Stroj je oplocen na spodní části rámu i na vrchní části. V místě navezení palety se nachází světelné závory. Model řešení viz. (Obr. 49, Obr. 50). Zrealizované řešení viz. (Příloha B).



Obr. 49 Stávající řešení společnosti

(1 – ocelový rám stroje, 2 – kryt se světelným závěsem, 3 – stavěcí nohy, 4 – náběh pro paletu, 5 – oplocení stroje, 6 – rozvodná skříň)

Manipulátor byl vyřešen pomocí nůžkového zvedáku a vakuových přísavek. Pro zdvih nůžkového zvedáku byly použity 2 lana navíjené na navíjecí bubny spojeny hřídelí. Na stejné hřídeli je připevněn i buben pro navíjení kabelu, který vede energie. Pro vedení energii, po konstrukci stroje je zde použit energetický řetěz a tunely pro kabely. Koncové vzdálenosti horizontálního pojezdu jsou vymezeny pomocí indukčních čidel.



Obr. 50 Detail stávajícího řešení

(1 – pohon, 2 – řemenový převod, 3 – energetický řetěz, 4 – navíjecí buben, 5 – vymezení polohy horizontálního pojezdu, 6 – vakuová přísavka, 7 – nůžkový mechanismus)

7. Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navržení celého manipulačního uzlu. Nejprve jsem provedl analýzu trhu obdobných řešení manipulátorů a lineárních vedení.

Téma práce a vstupní parametry byly vytvořeny společností TEMEX, spol. s r. o. Primární parametry pro vytvoření návrhu byly například popis desky nebo popis pracoviště.

Na základě požadavků jsem navrhl tři varianty řešení manipulačního uzlu. První varianta funguje zcela na jiném principu než ostatní dvě. Po vytvoření variant byly uvedeny výhody, nevýhody a zhodnocení jednotlivých variant.

Optimálním řešením byla zvolena třetí varianta, která využívá hliníkové stavebnicové profily, lineární vedení, pneumatiku pro uchopení desky, nůžkový zvedák, který nabízí velkou proměnlivou délku zdvihu a kladky (čepy s osazením) s navíjecím bubnem pro zdvih nůžkového zvedáku. Navržená bakalářská práce splňuje zadané parametry.

Konstrukce celého stroje je hodně předimenzována, z důvodu pevnosti tak i tuhosti. Celá konstrukce je zabezpečena ochrannými prvky například: oplocení, bezpečnostní zámky, světelné závory.

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Tomáši Kubínovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky týkající se řešení a návrhu práce.

Dále bych rád poděkoval panu Ing. Ondřeji Bezděkovi za velmi cenné rady, podporu a možnost vypracování bakalářské práce ve společnosti TEMEX, spol. s r. o.

V poslední řadě bych poděkoval paní Ing. Miladě Hlaváčkové, Ph.D. za pomoc při řešení statických výpočtů v nůžkovém mechanismu.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] *MV Technik, s.r.o.* [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z:
<http://www.mvtechnik.cz/produkty/stacionarni-manipulatory/manipulator-na-specialni-desky#prettyPhoto>
- [2] *MONTECO* [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z:
<https://www.monteco.cz/vakuove-manipulatory>
- [3] *REM-Technik s.r.o.* [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z:
<https://www.rem-technik.cz/robotika/elektricke-pohony/viceose-pohony-a-manipulatory/viceose-elektricke-pohony-icsa-915.html>
- [4] *Berger Positec, s.r.o.* [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z:
<https://www.regulacni-pohony.cz/rubrika/manipulatory/>
- [5] *HIWIN s.r.o.* [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z:
<https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni>
- [6] *SKF Motion Technologies* [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z:
<https://www.skfmotiontechnologies.com/en/global/products/linear-guides/profile-rail-guides?from=skf.com>
- [7] *LEANTECHNIK AG* [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z:
<https://leantechnik.com/en/products/lifgo/>
- [8] *Berger Positec, s.r.o.* [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z:
<https://www.regulacni-pohony.cz/inpage/linearni-prevody-lifgo/>
- [9] *Berger Positec, s.r.o.* [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z:
<https://www.regulacni-pohony.cz/inpage/rez-linearniho-prevodu-lifgo/>
- [10] *LEANTECHNIK AG* [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z:
<https://leantechnik.com/en/products/leantranspo/>

[11] TECHOS [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z:

<http://www.techos.cz/pdf-komplet%20zvedaci>

[12] Festo, s.r.o. [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z:

https://www.festo.com/cms/cs_cz/9830.htm

[13] KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8.

[14] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A: Pneumatické komponenty

Příloha B: Realizace stávajícího řešení firmy TEMEX

Příloha C: Přiložené CD (step model, výkresová dokumentace, výpočty v softwaru Matlab)

Přiložená výkresová dokumentace:

MAN_2019 – Manipulátor krycích desek

MAN_2019_S01 – Uchopovací konstrukce

MAN_2019_S01_V_01 – Podpěrná deska

MAN_2019_S02 – Nůžkový mechanismus

MAN_2019_S03 – Nosná deska manipulátoru

MAN_2019_S03_V_01 – Buben

Příloha A: Pneumatické komponenty

Název	Označení	Zobrazení komponent
Vakuová přísavka	ESS-30-SU	
Držák vakuových přísavek	ESH-HA-4-QS	
Nástrčné šroubení QS	QSH-6	
Vakuový ejektor VN	VN-05-H-T4-PQ2-VQ2-O1-P	
Hadice s kalibrovaným vnějším průměrem	PUN-6X1-BL	
Nástrčné šroubení	QST-6, QSL-6	

Připojovací kabel NEBU	NEBU-M8G3-K-2.5-LE3	
Ventil VUVS	VUVS-L20-M32C-AD-G18-F7-1C1	
Spojovací vedení pro ventil	KMEB-1-24-2,5-LED	
Nástrčná šroubení QS, QSL	QS-1/8-6-I, QSL-1/8-8	
Tlumič hluku	AMTE-M-H-G18	
Nástrčná šroubení QS	QSSF-1/4-8-B	

Příloha B: Realizace stávajícího řešení

